



Universität Stuttgart
**Institut für Thermodynamik und
Wärmetechnik (ITW)**
Kommissarischer Leiter:
apl. Prof. Dr.-Ing. Klaus Spindler



Deutsches Zentrum für Luft-
und Raumfahrt e.V.
in der Helmholtz-Gemeinschaft
Institut für Solarforschung (SF)

Auslegung und Optimierung eines Solarturmkraftwerkes mit Flüssigsalz als Wärmeträgermedium

Masterarbeit Nr. 2014-11

von

cand. ent. Karl Brosza

im Studiengang Energietechnik

Angefertigt am

**Institut für Solarforschung (SF) des Deutschen Zentrums
für Luft- und Raumfahrt**

Mai bis Oktober 2014

Betreuer:

Dipl.-Ing. A. Fritsch (DLR)

apl. Prof. Dr.-Ing. Klaus Spindler (Universität Stuttgart)

Kurzfassung

Aufgrund des weltweit steigenden Energiebedarfs und der immer strenger werden- den Umweltvorschriften ist eine Energiebereitstellung durch erneuerbare Energien unausweichlich. Flüssigsalz-Solarturmkraftwerke stellen eine gute Ergänzung zu Windkraft- und Photovoltaikanlagen dar. Jedoch weisen diese Kraftwerkstypen noch Optimierungspotenzial insbesondere für den Receiver auf.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll die Frage beantwortet werden, wie detailliert die Geometrie und die Randbedingungen einer Receiversimulation gewählt werden müssen, um Aussagen über die Receiverkennwerte treffen zu können. Dazu wird eine Felddesign mit dem Programm HFLCAL durchgeführt, zwei Receivermodelle mit ANSYS simuliert, und anschließend bezüglich der Receiverkennwerte ausgewertet. Es werden Vergleiche der beiden Receivermodelle für einen Receiver ohne und mit Modulverschaltung durchgeführt und der Einfluss eines Daches auf dem Receiver für verschiedene Turmhöhen untersucht.

Der Vergleich für einen Receiver ohne Modulverschaltung ergibt, dass die Simulationsergebnisse für einen Großteil der Receiverkennwerte nahezu identisch sind. Lediglich die Temperaturen auf der Receiveraußenwand weisen höhere Differenzen auf. Es konnte gezeigt werden, dass der Einfluss eines Receiverdaches auf die Receiverkennwerte zu vernachlässigen ist. Für Turmhöhen zwischen 140 und 250 m konnten lediglich prozentuale Steigerungen des Receiverwirkungsgrades zwischen 0,2 und 0,29 % erzielt werden. Der Modellvergleich beider Receivermodelle mit Modulverschaltung zeigt, dass die Abweichungen der Simulationsergebnisse nur gering sind.

Abstract

Due to the rising global demand on energy and increasingly stringent environmental regulations an energy supply through renewable energies is inevitable. Molten salt solar power tower plants are a good complement to wind power and photovoltaic systems. These types of power plants have yet more potential for optimization, particularly with regard to the receiver.

The context of this thesis is to answer the question, how detailed the selection of geometry and boundary conditions of a receiver simulation must be in order to draw conclusions about the receiver characteristics. For this purpose a field design with the software HFLCAL is performed and two receiver models are simulated by use of ANSYS, and then evaluated with respect to the receiver characteristics. Comparisons with the two receiver models with and without panel wiring will be carried out and the influence of a roof on the receiver for different tower heights will be investigated.

The comparison of a receiver without panel wiring shows that the simulation results for the majority of the receiver characteristics are almost identical. Only the temperatures on the outer wall of the receiver show higher differences. It was found that the influence of a receiver's roof is negligible for the receiver characteristic values. For tower heights from 140 to 250 m merely small percentage increases from 0.2 to 0.29 % in the efficiency of the receiver could be achieved. The comparison of the simulation with a receiver with panel wiring shows that the deviations of the simulation results are minor.

Eidesstattliche Erklärung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur angefertigt habe.

Stuttgart, den

Unterschrift



UNIVERSITÄT STUTTGART
INSTITUT FÜR THERMODYNAMIK UND WÄRMETECHNIK
Kommissarischer Leiter: apl. Prof. Dr.-Ing. Klaus Spindler



Universität Stuttgart · ITW · Pfaffenwaldring 6 · 70550 Stuttgart

Herrn
Karl Brosza
Reinsburgstr. 128
70197 Stuttgart

ITW, Pfaffenwaldring 6
70550 Stuttgart
Telefon (0711) 685 – 6 35 36
Telefax (0711) 685 – 6 35 03
e-mail: pm@itw.uni-stuttgart.de

Ihr Zeichen

Ihr Schreiben vom

Unser Zeichen

04.06.2014

Masterarbeit Nr. 2014-11 für Herrn

cand. ent. Karl Brosza

Auslegung und Optimierung eines Solarturmkraftwerkes mit Flüssigsalz als Wärmeträgermedium

Um die zukünftige Energieversorgung ressourcenschonend und umweltfreundlich bereitstellen zu können, müssen regenerative Erzeugungsverfahren erforscht werden. Dabei stellt die Strombereitstellung durch ein Solarturmkraftwerk nicht nur eine umweltfreundliche, sondern auch eine wirtschaftliche Alternative zur konventionellen Stromerzeugung dar.

In neueren Generationen von Solarturmkraftwerken wird beispielsweise flüssiges Nitratsalz als Wärmeträgermedium verwendet. Dieses bietet eine Reihe von Vorteilen gegenüber der direkten Wasserverdampfung oder der Verwendung von Luft. Dabei wird das Salz durch schwarz beschichtete Rohre gepumpt, die die Solarstrahlung absorbieren und Wärme an das Flüssigsalz übertragen. Das Salz kann gleichzeitig als Speichermedium genutzt werden, wodurch eine Entkopplung der Stromerzeugung von der momentan verfügbaren Solarstrahlung möglich wird.

Die Wettbewerbsfähigkeit von Solarturmkraftwerken hängt maßgeblich von den Wärmegestehungskosten (€/kWh_{th}) ab. Dieser Faktor wird hauptsächlich durch die Wirkungsgrade des Receivers sowie des Heliostatenfeldes und den Kosten der einzelnen Anlagenkomponenten beeinflusst. Im Rahmen der Abschlussarbeit soll ein Solarturmkraftwerk mit Flüssigsalz als Wärmeträgermedium ausgelegt und optimiert werden. Dabei soll die Felddauslegung betrachtet und verschiedene Receiverkonzepte ausgearbeitet werden. Zur Bewertung sollen die verschiedenen Receiverkonzepte auf Basis von Wärmegestehungskosten miteinander verglichen werden. Die Qualität der Ergebnisse hängt dabei maßgeblich vom Detaillierungsgrad der Simulationen ab. Die Masterarbeit soll daher die Frage beantworten wie detailliert die Geometrie und die Randbedingungen einer Simulation gewählt werden müssen,

um Aussagen über die Kennwerte des Receivers (Konvektions- und Strahlungsverluste, etc) treffen zu können. Die Simulationszeit spielt dabei auch eine wichtige Rolle.

Die Masterarbeit umfasst die folgenden Arbeitsschritte:

- Literaturrecherche über Receiverkonzepte und Komponenten eines Solarturmkraftwerks
- Einarbeitung in die Simulationsprogramme zur Heliostatfeld- und Receiverauslegung
- Erarbeitung verschiedener Receiverkonzepte
- Durchführung und Bewertung von Simulationen und Variation verschiedener Parameter bei unterschiedlichen Detaillierungsgraden
- Berechnung und Vergleich der Konzepte hinsichtlich Wärmegestehungskosten
- Dokumentation der Ergebnisse

Änderungen, die im Verlauf der Arbeit als notwendig erscheinen sind vorbehalten; sie werden in einem Nachtrag zur Aufgabenstellung nachgereicht.

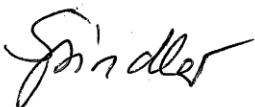
Die Arbeit wird am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) in Stuttgart ausgeführt.

Betreuer: Dipl.-Ing. A. Fritsch (DLR, Institut für Solarforschung)

Tag der Ausgabe: 01.05.2014

Tag der Abgabe: 31.10.2014

Arbeit abgegeben am: _____


Apl. Prof. Dr.-Ing. K. Spindler

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	I
Nomenklatur	VII
Symbolverzeichnis	VII
Indexverzeichnis	VIII
Abkürzungsverzeichnis	IX
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik.....	3
2.1 Grundlagen solarthermischer Kraftwerke	3
2.2 Arten solarthermischer Kraftwerke	3
2.2.1 Parabolrinnen-Kraftwerke	4
2.2.2 Fresnel-Kraftwerke.....	4
2.2.3 Dish-Stirling-Kraftwerke	5
2.2.4 Solarturmkraftwerke.....	6
2.3 Überblick der Umsetzung von Solartürmen mit Salzschnelzen	12
2.3.1 SolarTwo.....	12
2.3.2 Gemasolar	13
2.3.3 Crescent Dunes	14
3 Theoretische Grundlagen.....	15
3.1 Verlustmechanismen	15
3.1.1 Verlustmechanismen im Heliostatenfeld	15
3.1.2 Verlustmechanismen am Receiver	17
3.2 Solar Salt.....	18
3.2.1 Thermophysikalische Eigenschaften.....	18
3.2.2 Vorteile von Solar Salt	18
3.2.3 Nachteile von Solar Salt.....	19
4 Vorauslegung.....	20
4.1 Geometrie und Randbedingungen	20
4.2 Vorgehensweise zur Receiverberechnung	21
4.3 Durchführen der Parametervariation	23
4.4 Auswertung der Voruntersuchung	23
4.4.1 Auswertung der Rohranzahl	23

5	Nachbildung der Gemasolar-Anlage	27
5.1	Vorgehensweise zur Abbildung der Gemasolar-Anlage	27
5.1.1	Daten der Gemasolar-Anlage und Eingabeparameter für die HFLCAL-Simulation.....	27
5.1.2	Berechnung der Wärmegestehungskosten.....	34
5.1.3	Feldoptimierung der Gemasolar-Anlage	37
5.1.4	Bestimmung des Receiveraufbaus für die Gemasolar-Anlage.....	39
5.1.5	Berechnung der Fluideigenschaften	40
5.1.6	Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten für die konvektiven Verluste durch die Umgebungsluft	44
6	Optimierungsansätze.....	48
6.1	Untersuchung des optimalen Rohrdurchmessers.....	48
6.2	Untersuchung der Pumpenleistung für verschiedene Receiverleistungen...	53
7	Berechnungsmodelle.....	56
7.1	Modellvariante 1	56
7.1.1	Einschränkungen der Modellvariante	57
7.1.2	Datenübertragung	57
7.2	Modellvariante 2	58
7.2.1	Einschränkungen der Modellvariante	58
7.2.2	Datenübertragung	59
8	Berechnungsergebnisse	60
8.1	Ergebnisse von Voruntersuchungen zu verteilten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten	60
8.2	Vergleich Modellvariante 1 und 2 für Receiver ohne Modulverschaltung	62
8.3	Simulation eines Receivers mit Modulverschaltung mit Modellvariante 1....	65
8.4	Modellvariante 1 mit Schirm	67
8.5	Simulation eines Receivers mit Modulverschaltung mit Modellvariante 2....	71
8.6	Vergleich und Bewertung der Modellvarianten	74
8.7	Vergleich der Modellvarianten 1 und 2 für Extremwerte verschiedener Parameter	74
8.7.1	Variation der Receiverfläche.....	75
8.7.2	Variation der Umgebungstemperatur	76
8.7.3	Variation des Wärmeübergangskoeffizienten der konvektiven Verluste	77
8.7.4	Variation des Absorptions- und Emissionskoeffizienten des Receivers	78
8.7.5	Variation des Absorptions- und Emissionskoeffizienten des Zwischenraums	79
8.7.6	Zusammenfassung/Fazit.....	80

9	Zusammenfassung und Ausblick	81
10	Literaturverzeichnis	84
	Anhang A	88
	Anhang B	89

Nomenklatur

Symbolverzeichnis

Symbol	Bezeichnung	Einheit
Δp_v	Druckverlust	Pa
\dot{Q}	Leistung	W
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
c_p	Spezifische Wärmekapazität	J/(kg K)
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
\dot{q}	Strahlungsflussdichte	W/m ²
A	Fläche	m ²
D	Durchmesser	m
G_b	solare Direktstrahlung	W/m ²
Gr	Grashof-Zahl	-
H	Höhe	m
K	Kosten	€
k_s	Rauheitslänge	m
Nu	Nusselt-Zahl	-
Pr	Prandtl-Zahl	-
Re	Reynoldszahl	-
T	Temperatur	K

Lateinische Symbole:

Symbol	Bezeichnung	Einheit
a	Anzahl	-
d	Durchmesser Receiverrohr	m
k	Spezifische Kosten	-
l	Länge	m
$P1$	Parameter 1	-
$P2$	Parameter 2	-
$P3$	Parameter 3	-
$P4$	Parameter 4	-
r	Rauhigkeitsfaktor	-
v	Geschwindigkeit	m/s
z	Abstand zw. Rohren	m

Griechische Symbole:

<i>Symbol</i>	<i>Bezeichnung</i>	<i>Einheit</i>
Δ	Differenz	-
α	Absorptionsgrad	-
β	Wärmedurchgangskoeffizient	1/K
γ	Anstellwinkel	°
ε	Emissionsgrad	-
η	Wirkungsgrad, dynamische Viskosität	-, kg/(m s)
λ	Rohrreibungszahl	-
ρ	Reflexionsgrad, Dichte	-, kg/m ³
v	Temperatur	°C

Indexverzeichnis

<i>Symbol</i>	<i>Bezeichnung</i>
a	außen
abstr	Abgestrahlt
amb	Umgebung
at	Verlustmechanismen durch atmosphärische Auslöschung
bl	Verlustmechanismen durch blockierte Strahlen
cav	cavity
cl	Verlustmechanismen durch Verschmutzung der Spiegel
cos	Verlustmechanismen durch Flächenprojektion (Kosinusverluste)
e	errechnet
el	elektrisch
fk	freie Konvektion
fl	Fluid
ges	gesamt
HF	Heliostatenfeld
i	Laufvariable über Receiverhöhe
ic	Verlustmechanismen durch den Receiver verfehlende Strahlung
in	in das System hinein
inc	Incident (eintreffende Strahlung)
j	Laufvariable der Modulnummer
konv	Konvektiv
L	Land
loss	Verlust
M	Module
Ma	Modulabschnitt

o	oben
opt	Optisch
out	aus dem System heraus
P	Pumpe
par	Verlustmechanismen durch parasitären Energieaufwand
r	Referenzhöhe
R	Rohr
rad	thermische Strahlung
Rec	Receiver
refl	Reflektiert (Strahlung)
sh	Verlustmechanismen durch Abschattung der Spiegelfläche
sp	Verlustmechanismen durch Oberflächenfehler der Spiegel
T	Turm
th	thermisch
u	unten
urspr	ursprünglich
W	Receiverwand
x	Receiverhöhe

Naturkonstanten:

Symbol	Bezeichnung	Wert	Einheit
g	Erdbeschleunigung	9,81	m/s ²
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	5,67*10 ⁻⁸	W/(m ² K ⁴)

Abkürzungsverzeichnis

DNI	Direct Normal Irradiation
DP	Design Point
NREL	National Renewable Energy Laboratory
PV	Photovoltaik
pV	Prozentuales Verhältnis
SEGS	Solar Electric Generation Systems
VG	Vergleichsgrad

1 Einleitung

Angesichts des weltweit steigenden Energiebedarfs und der immer strenger werden- den Umweltvorschriften ist eine Energiebereitstellung durch erneuerbare Energien unausweichlich. Regenerative Strombereitstellung wird aktuell vorwiegend durch die weitverbreiteten Photovoltaik- und Windkraftanlagen realisiert. Diese beiden Techno- logien weisen allerdings zwei wesentliche Nachteile auf. Zum einen wird Strom auf- grund der starken Wetterabhängigkeit nur fluktuierend bereitgestellt, zum anderen kann der erzeugte Strom nur unter großem Aufwand gespeichert werden.

Ergänzungen zu diesen regenerativen Stromerzeugungsanlagen stellen solarthermi- sche Kraftwerke dar. Zu der Gruppe der solarthermischen Kraftwerke zählen Para- bolrinnen-, Fresnel-, Dish-Stirling- und Solarturmkraftwerke. Vorteile dieser Punkt- und Linienfokussierenden Systeme liegen darin, dass die, im Zwischenschritt zur Stromerzeugung, gewonnene Wärmeenergie gespeichert werden kann. Somit kann eine Entkopplung der Stromerzeugung von der Solarstrahlung erreicht werden. Es kann auch nachts Strom erzeugt werden. Durch die hohe Flexibilität kann die Fluktu- ation in anderen erneuerbaren Energien (Wind, PV) ausgeglichen werden.

In jüngeren Solarturmkraftwerksgenerationen wird häufig flüssiges Nitratsalz als Wärmeträgermedium verwendet. Das flüssige Salz wird durch schwarz beschichtete Rohre gepumpt, die die Solarstrahlung absorbieren und an das Salz übertragen. Das Salz kann gleichzeitig als Speichermedium genutzt werden.

Die Wettbewerbsfähigkeit von Solarturmkraftwerken hängt maßgeblich von den Wärmegestehungskosten (€/kWh_{th}) ab.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll ein Solarturmkraftwerk mit Flüssigsalz als Wärmeträgermedium ausgelegt und optimiert werden. Dabei soll die Felddauslegung betrachtet und verschiedene Receiverkonzepte- und modelle untersucht werden. Es wird vermutet, dass die Qualität der Ergebnisse maßgeblich vom Detaillierungsgrad der Modelle ab. Die Arbeit soll daher die Frage beantworten, wie detailliert die Geo- metrie und die Randbedingungen einer Receiversimulation gewählt werden müssen, um Aussagen über die Kennwerte des Receivers (Receiverwirkungsgrad, Konvek- ti- ons- und Strahlungsverluste, etc) treffen zu können.

In der vorliegenden Arbeit wird zunächst ein Überblick über die Techniken der solar- thermischen Stromerzeugung und der bereits bestehende Solarturmkraftwerke, so- wie der theoretischen Grundlagen des zu behandelnden Themas gegeben. Es folgt eine grobe Vorauslegung eines Solarturm-Receivers. Anschließend wird, ausgehend von einem bereits bestehenden Solarturmkraftwerk mit Flüssigsalz als Wärmeträ- germedium, eine Anlagennachbildung erstellt. Dabei erfolgt eine Felddauslegung mit dem Programm HFLCAL. Danach werden Optimierungsansätze für den Receiver des Solarturmkraftwerkes herausgearbeitet und nachfolgend die zur Receiversimula-

tion mit dem Programm ANSYS verwendeten Berechnungsmodelle vorgestellt. Die Simulationsergebnisse werden bezüglich der sich ergebenden Kennwerte des Receivers ausgewertet und miteinander verglichen.

2 Stand der Technik

2.1 Grundlagen solarthermischer Kraftwerke

Unter solarthermischen Kraftwerken werden Kraftwerke verstanden, die Sonnenenergie über die Zwischenstufen thermische und mechanische Energie in elektrische Energie umwandeln. Da die Direktstrahlung der Sonne alleine nicht ausreicht, um die für den Wärme-Kraft-Prozess benötigten hohen Temperaturen zu erzielen, muss die Solarstrahlung durch ein Kollektorfeld konzentriert werden. Die Stromerzeugung erfolgt in einem konventionellen Kraftwerksblock, mit einer Dampf- oder Gasturbine und einem gekoppelten Generator. Diese Prozesse benötigen Temperaturen im Bereich zwischen 300 und 1 000 °C, die durch die Konzentration der Solarstrahlung im Kollektorfeld erreicht wird. Ein kontinuierlicher Betrieb dieser Anlagen kann durch die Integration thermischer Speicher oder durch Zufeuerung fossiler Brennstoffe gewährleistet werden. [1]

Das vereinfachte Funktionsprinzip eines solarthermischen Kraftwerks ist in Abbildung 1 dargestellt.

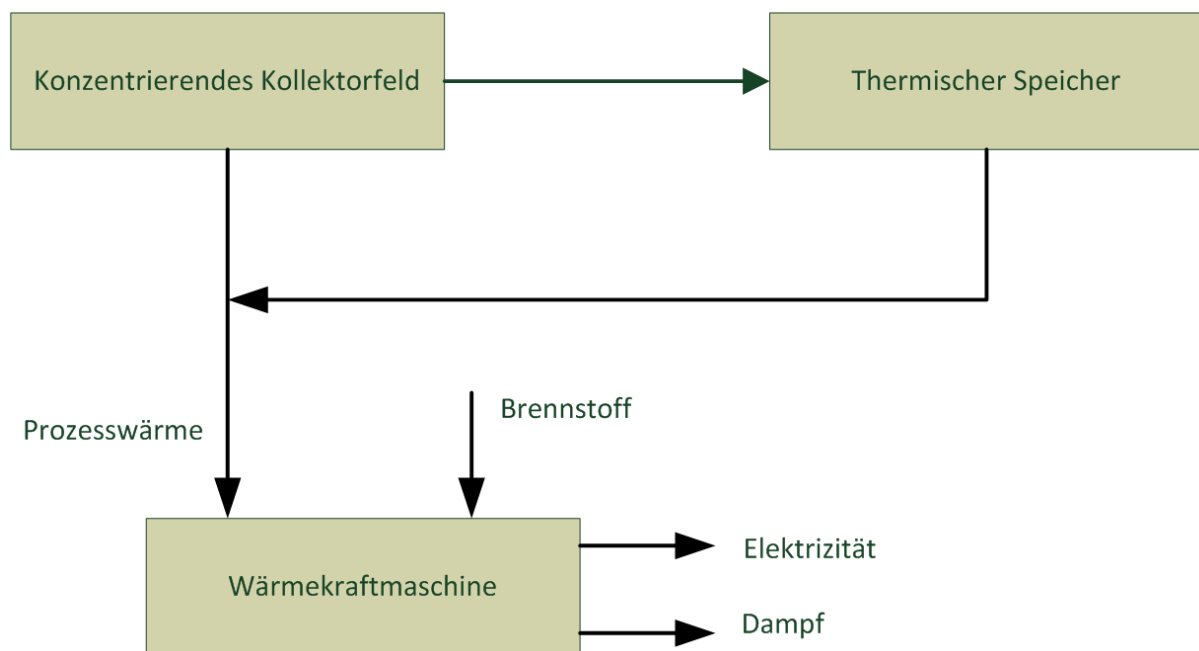


Abbildung 1: Vereinfachtes Funktionsprinzip eines solarthermischen Kraftwerks nach [1]

2.2 Arten solarthermischer Kraftwerke

Im Folgenden werden die unterschiedlichen Typen von konzentrierenden solarthermischen Kraftwerken zur Stromerzeugung und deren Komponenten kurz beschrieben. Dabei wird auf Parabolrinnen-, Fresnel-, Dish-Stirling-, und Solarturmkraftwerke eingegangen.

2.2.1 Parabolrinnen-Kraftwerke

In Parabolrinnen-Kraftwerken wird die direkte Solarstrahlung linienförmig gebündelt. Ein- oder zweiachsig der Sonne nachgeführte Kollektoren in Form von Parabolspiegeln konzentrieren das Sonnenlicht mit einer ca. 80-fachen Konzentration der Strahlungsenergie auf Absorberrohre im Zentrum der Rinne [2]. Als Absorberrohr kommt ein Stahlrohr mit selektiver Beschichtung zum Einsatz [3]. Dieses wird in der Regel von einem speziellen Thermoöl durchströmt, welches durch die Solarstrahlung auf Temperaturen knapp unter 400 °C erhitzt wird [3]. Neben Thermoöl finden aber auch Flüssigsalz und Wasser/Wasserdampf als Wärmeträgermedium Verwendung [1]. Der Wasserdampf wird dabei direkt einem konventionellen Dampfkraftprozess zugeführt, an dem ein Generator angebracht ist, der die mechanische Energie der Turbine in elektrische Energie umwandelt. Wird hingegen Thermoöl oder Flüssigsalz als Wärmeträgermedium verwendet, muss Wasser in einem Wärmeübertrager verdampft werden [1].

In den Jahren 1984 bis 1991 wurden neun sogenannte SEGS-Parabolrinnen-Kraftwerke (Solar Electrical Generation Systems) in der südkalifornischen Mojave-Wüste gebaut. Die Anlagen verfügen über eine installierte Leistung von 354 MW [1]. In der südspanischen Provinz Granada wurden seit dem Jahr 2006 die ersten kommerziell genutzten Parabolrinnen-Kraftwerke Europas gebaut. Die unter dem Namen Andasol I-III bekannten Kraftwerke liefern eine elektrische Leistung von je 50 MW_{el} und verfügen über einen thermischen Flüssigsalzspeicher [1].

Parabolrinnen-Kraftwerke sind im kommerziellen Einsatz konzentrierender Solar-kraftwerke am stärksten vertreten und gelten als am besten erprobt [1].

2.2.2 Fresnel-Kraftwerke

Fresnel-Kraftwerke zählen wie die Parabolrinnen-Kraftwerke zu den linienfokussierenden solarthermischen Kraftwerken. Der Solarteil eines Fresnel-Kraftwerks besteht aus einem Primärspiegelfeld, dem Sekundärspiegel und dem Absorberrohr. Das Primärspiegelfeld besteht aus mehreren Spiegeln, die einzeln der Sonne nachgeführt werden. Diese reflektieren die Solarstrahlung auf den darüber liegenden feststehenden Receiver, der aus dem Sekundärspiegel und dem Absorberrohr besteht (vgl. Abbildung 2). Dort wird die Solarstrahlung in Wärmeenergie umgewandelt. Im Absorberrohr wird Wasser direkt verdampft, anschließend überhitzt und direkt dem nachgeführten Dampfkraftprozess zugeführt. Fresnel-Kraftwerke haben eine einfachere Konstruktion und besitzen somit ein hohes Einsparpotenzial gegenüber Parabolrinnen-Kraftwerken [1]. Das erste kommerziell genutzte Fresnel-Kraftwerk, Puerto Errado 1, ging im März 2009 in Süd-spanien mit einer Leistung von 1,4 MW_{el} in Betrieb [1].

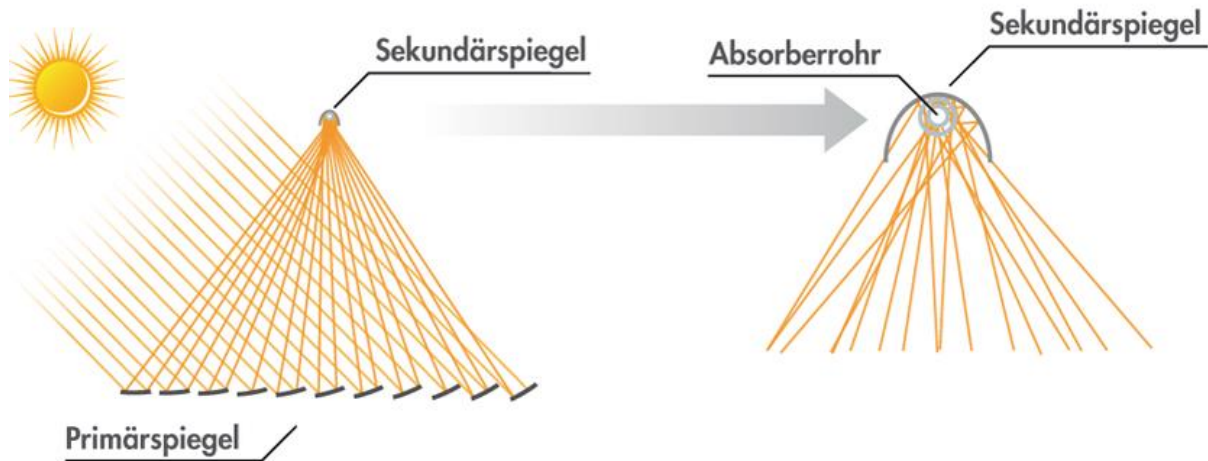


Abbildung 2: Funktionsprinzip eines Fresnel-Kollektors [4]

Das Absorberrohr des Fresnel-Kraftwerks besteht aus einer hocheffektiven Vakuumröhre mit selektiver Beschichtung [4].

2.2.3 Dish-Stirling-Kraftwerke

Im Gegensatz zu den anderen solarthermischen Kraftwerken arbeiten Dish-Stirling-Kraftwerke in kleineren Leistungsbereichen von 1-50 kW. Deshalb eignen sich diese Systeme gut zur dezentralen solaren Stromerzeugung.

In Dish-Stirling-Kraftwerken wird mit Hilfe eines rotationssymmetrischen, parabolisch gekrümmten Hohlspiegels mit kurzer Brennweite direktes Sonnenlicht im Brennpunkt konzentriert (vgl. Abbildung 3).

Der Spiegel wird dem Sonnenstand kontinuierlich zweiachsig nachgeführt. Der Receiver befindet sich im Brennpunkt des Spiegels. Er absorbiert die konzentrierte Solarstrahlung. Die im Receiver entstehende Wärmeenergie wird einem Stirlingmotor zugeführt, der die Wärmeenergie in mechanische Energie umwandelt. Durch einen angekoppelten Generator kann Strom erzeugt werden. Beim Dish-Stirling-Kraftwerk muss stets das Gesamtsystem der Sonne nachgeführt werden, da Receiver, Stirlingmotor und Generator eine Einheit bilden [1].



Abbildung 3: Beispiel eines Dish-Stirling-Kraftwerks [5]

2.2.4 Solarturmkraftwerke

Bei Solarturmkraftwerken wird die direkte Solarstrahlung mit Hilfe eines Heliostatenfeldes punktförmig konzentriert und auf den, sich auf einem Turm befindlichen, Receiver gerichtet. Dort wird die Strahlungsenergie in Wärmeenergie umgewandelt, welche über eine Turbine mechanische Energie erzeugt. Durch einen nachgeschalteten Generator wird die mechanische Energie in elektrische Energie umgewandelt [6]. Es werden Konzentrationsfaktoren der Solarstrahlung von 600 bis 1000 erzielt [1]. Die prinzipielle Energiewandlungskette bei der solarthermischen Stromerzeugung in einem Solarturmkraftwerk ist Abbildung 4 zu entnehmen.

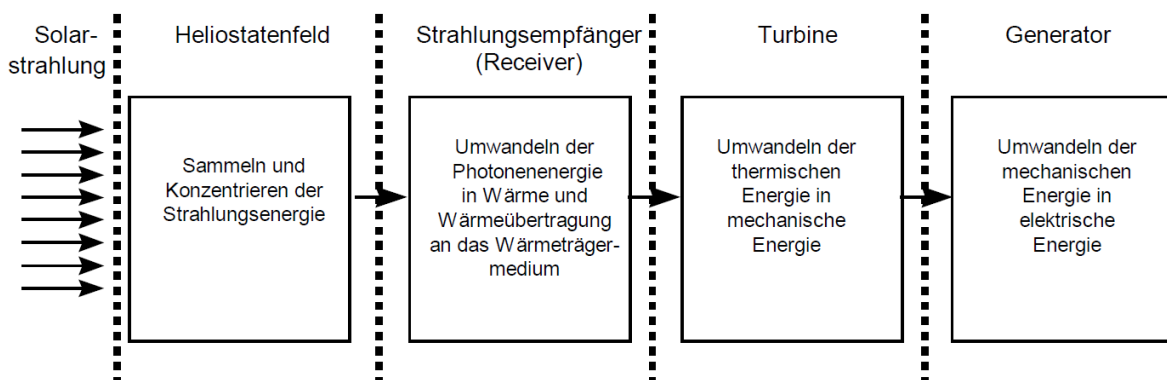


Abbildung 4: Energiewandlungskette bei der solarthermischen Stromerzeugung [6]

2.2.4.1 Komponenten eines Solarturmkraftwerkes

In Abbildung 5 ist das Funktionsprinzip eines Solarturmkraftwerkes dargestellt. Nach Weinrebe [6] besteht ein Solarturmkraftwerk aus den folgenden Komponenten:

- Heliostatenfeld mit mehreren hundert bis einigen tausend einzelnen Heliostaten,
- Receiver auf einem meist zentral im Heliostatenfeld angeordneten Turm,
- Wärmeträgerkreislauf mit Dampferzeuger, Turbine und Generator,
- Steuerung und Regelung und gegebenenfalls ein Energiespeicher und/oder eine fossile Zusatzfeuerung

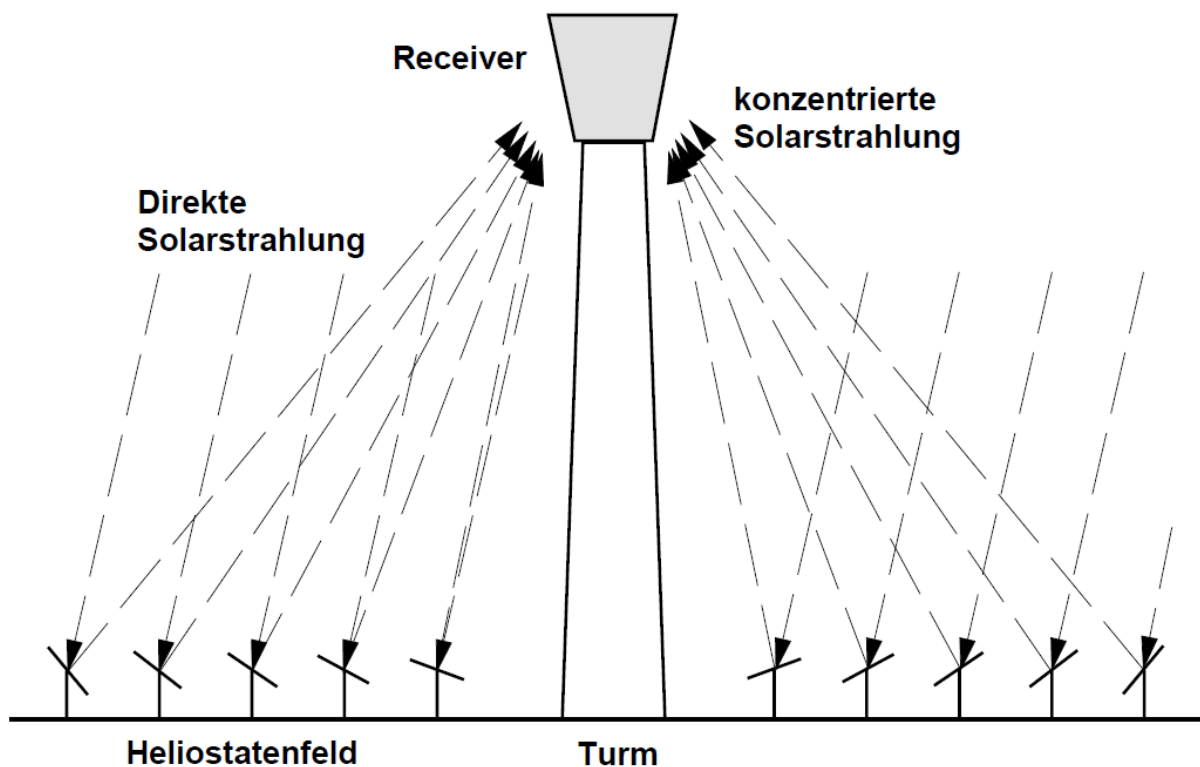


Abbildung 5: Funktionsprinzip eines Solarturmkraftwerkes [6]

2.2.4.1.1 Heliostaten

Ein Heliostat besteht aus einem Spiegel, der das Sonnenlicht reflektiert, einer motorbetriebenen Nachführeinheit, einem Pylon und einer Steuerelektronik. Die Berechnung des jeweiligen Sollwinkels für Azimut und Elevation basiert auf dem aktuellen Sonnenstand, der räumlichen Position des Heliostaten und des Zielpunktes und wird im Abstand von wenigen Sekunden an die einzelnen Heliostaten übermittelt [1]. Die Spiegelflächen üblicher Heliostate liegen zwischen 40 und 150 m² [6].

Bei der Ausführung der Heliostate werden zwei Haupttypen unterschieden: Facettierte Glas-Metallheliostate und Membranheliostate.

Facettierte Glas-Metallheliostate

Bei den Facettierten Glas-Metallheliostaten besteht der Reflektor aus einer Vielzahl von 2 bis 4 m² großen Einzelfacetten. Diese Einzelfacetten müssen entsprechend der Brennweite gekrümmt werden. Die ideale Brennweite der Facetten entspricht dabei dem Abstand zwischen dem Heliostaten und dem Receiver und müsste für jeden Heliostaten individuell gewählt werden [6]. In der Praxis wird das Heliostatenfeld aber in mehrere Bereiche unterteilt, für die dann Facetten gefertigt werden, deren Krümmung an den mittleren Abstand der Heliostate in diesem Bereich angepasst ist [6]. Bei der Montage müssen die Einzelfacetten des Spiegels so ausgerichtet werden, dass sich die Einzelbilder auf einem gemeinsamen Brennpunkt überlagern [1]. Dieses Ausrichten der einzelnen Spiegelfacetten auf einen gemeinsamen Ziel- bzw. Brennpunkt wird „Canting“ genannt [6].

Metallmembranheliostaten

Unter Metallmembranheliostaten werden Heliostate mit vorgespannten Membranen verstanden. Dabei bestehen die Reflektoren aus einer oder mehreren Trommeln. Diese wiederum bestehen aus einem metallischen Druckring und gespannten Membranen auf der Vorder- und Rückseite. Als Membranwerkstoff wird Kunststoff oder Metall verwendet [6]. Die Metallmembrane werden vorderseitig mit Dünnglasspiegeln beklebt um die gewünschte hohe Reflektivität zu erzielen. Mit Hilfe eines Gebläses oder einer Vakuumpumpe wird im Reflektorinneren ein Unterdruck von wenigen Millibar eingestellt, wodurch sich die Membran verformt und aus dem ebenen Spiegel ein Reflektor wird [1]. Vorteile der Metallmembranheliostaten liegen darin, dass mit dem Unterdruck im Reflektor auch die Brennweite leicht variiert werden kann, d.h. es können für alle Entfernungen der Heliostaten vom Receiver die gleichen Facetten gefertigt werden. Des Weiteren entfällt bei Heliostaten mit einem einzelnen Membranreflektor das Canting [6].

2.2.4.1.2 Heliostatenfeld

Es wird zwischen zwei Heliostatenfeldern unterschieden: Das Nordfeld, bei dem alle Heliostaten nördlich des Turms angesiedelt sind (gilt für Kraftwerke in der nördlichen Hemisphäre; auf der Südhalbkugel befände sich das Heliostatenfeld im Süden des Turms) und das Rundumfeld, bei dem die Heliostaten um den Turm herum angeordnet sind [1] [6]. Zur Realisierung kleinerer Leistungen (10 MW_{th}) werden Nord- bzw. Südfelder verwendet, bei größeren Leistungen (≈30 MW_{th}) kommen Rundumfelder zum Einsatz [7]. In Abbildung 6 ist der prinzipielle Aufbau beider Anordnungen dargestellt.

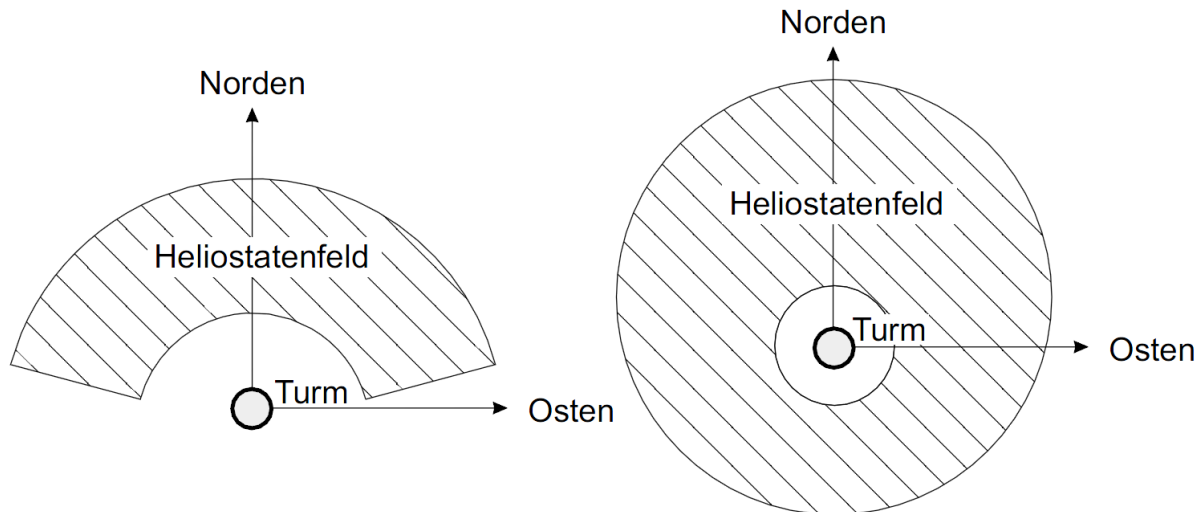


Abbildung 6: Aufbau von Heliostatenfelder: Nordfeld (links) und Rundumfeld (rechts) [6]

2.2.4.1.3 Turm

Für Solarturmkraftwerke kommen die sich im Hochbau bereits bewährten Stahlbetontürme oder Stahltürme in Gittermastbauweise zum Einsatz. Der Turm dient als Tragwerk für den Receiver und muss bezüglich seiner Höhe optimiert werden, um ein effizientes, kostenoptimiertes Heliostatenfeld zu ermöglichen [8]. Typische Turmhöhen liegen zwischen 60 und 160 m [1].

2.2.4.1.4 Receiver

Der Receiver befindet sich auf dem Turm des Solarturmkraftwerkes. Er hat die Aufgabe die vom Heliostatenfeld reflektierte und konzentrierte Strahlungsenergie in Wärme umzuwandeln und diese dem Wärmeträgermedium zuzuführen. Die Strahlungsflussdichte auf dem Receiver wird etwa um den Faktor 600 bis 1 000 konzentriert und liegt im Bereich von 1 000 kW/m², wodurch Temperaturen bis zu 1 000 °C erreicht werden [1].

Für die verschiedenen Receivertypen wird eine Unterteilung nach dem verwendeten Wärmeträgermedium (Salzschmelze, Wasser/Dampf, Luft, Flüssigmetalle) und der Receivergeometrie (eben, Hohlraum (Cavity), zylindrische oder konusförmige Rundum-Receiver) getroffen [9]. Die wesentlichen Eigenschaften der verschiedenen Receivertypen werden im Folgenden kurz dargelegt [1] [6] [9].

Wasser/Dampf-Receiver

Wasser/Dampf-Rohrreceiver wurden in den ersten ausgeführten Solarturmkraftwerken verwendet. Der Aufbau der Receiver entspricht weitgehend dem in Abbildung 8 dargestellten Flüssigsalz-Rohrreceiver. Die konzentrierte Solarstrahlung trifft auf das Rohrbündel. Die Strahlung wird größtenteils absorbiert und in Wärme umgewandelt. Das sich in den Rohren befindliche Wasser wird verdampft und gegebenenfalls

überhitzt. Bei manchen Projekten wird allerdings auf die Überhitzung des Dampfes verzichtet und nur Sattdampf erzeugt, da bei der Überhitzung Schwierigkeiten durch starke Änderungen des Wärmeübergangs auftreten können und der Betrieb während des Anfahrens bzw. im Teillastbetrieb eine aufwändige Regelung erfordert [9].

Offene volumetrische Luftreceiver

Offene volumetrische Receiver verwenden Luft als Wärmeträgermedium und arbeiten bei Umgebungsdruck. Die konzentrierte Solarstrahlung trifft auf eine poröse Struktur, wird dort absorbiert und in Wärmeenergie umwandelt. Dabei wird die Umgebungsluft von einem Gebläse durch die Absorberstruktur gesaugt und auf etwa 650 bis 850 °C aufgeheizt [1]. Da die kalte Luft durch die am stärksten bestrahlte Absorberregionen eingesaugt wird, werden diese Regionen am stärksten gekühlt. Diese Oberfläche ist somit kälter als der innenliegende Bereich des Absorbers und kälter als die Luft die den Absorber wieder verlässt (volumetrischer Effekt). Daher weist diese Receiverbauart vergleichsweise geringe Verluste auf [9].

Geschlossene (druckbeaufschlagte) Luftreceiver

Neben den offenen volumetrischen Luftreceivern können auch geschlossene und druckbeaufschlagte Receiver ausgeführt werden. Dabei ist die Apertur derartiger Receiver durch ein Quarzglasfenster geschlossen. Vor den Receiver wird ein Sekundärkonzentrator geschaltet (vgl. Abbildung 7). Das Arbeitsmedium Luft wird auf über 800 °C überhitzt [10]. Die Vorteile dieser Receiver im Vergleich zum offenem Receiver sind die erreichbaren höheren Drücke und Temperaturen, die dadurch entstehen, dass das Fenster in einem Druckkessel eingesetzt ist [1]. Dadurch kann die Luft direkt der Brennkammer einer Gasturbine zugeführt werden, wodurch, im Vergleich zum Dampfturbinenprozess, der Wärmeübertrager entfällt [9]. Die Nachteile liegen im höheren Aufwand für die komplexe Druckkammer und dem höheren Preis [9].

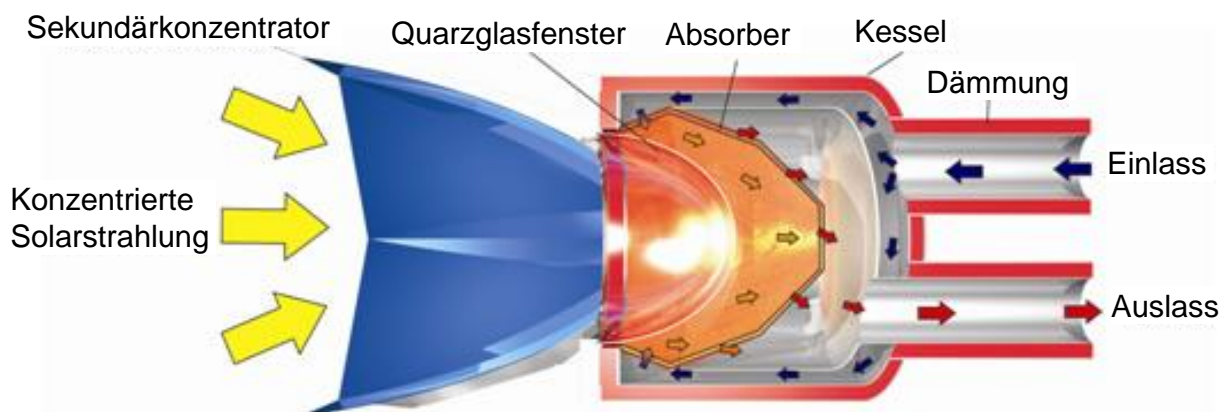


Abbildung 7: Querschnitt durch einen geschlossenen Luftreceiver [11]

Flüssigsalz-Receiver

Bei Flüssigsalz-Rohrreceivern wird das flüssige Salz durch die bestrahlten Absorberrohre gepumpt. Eine schematische Darstellung des im SolarTwo-Kraftwerk verwendeten Prinzips eines Salz-Rohrreceivers ist in nachfolgender Abbildung 8 dargestellt. Für den Einsatz in Solarturmkraftwerken eignen sich Salzschnmelzen aus Natrium- und Kaliumnitrat (NaNO_3 , KNO_3). Sie weisen die im Receiverkreislauf gewünschte hohe Wärmekapazität und gute Wärmeleitfähigkeit auf. Aufgrund ihrer hohen Wärmekapazität eignet sich Flüssigsalz auch als Speichermedium.

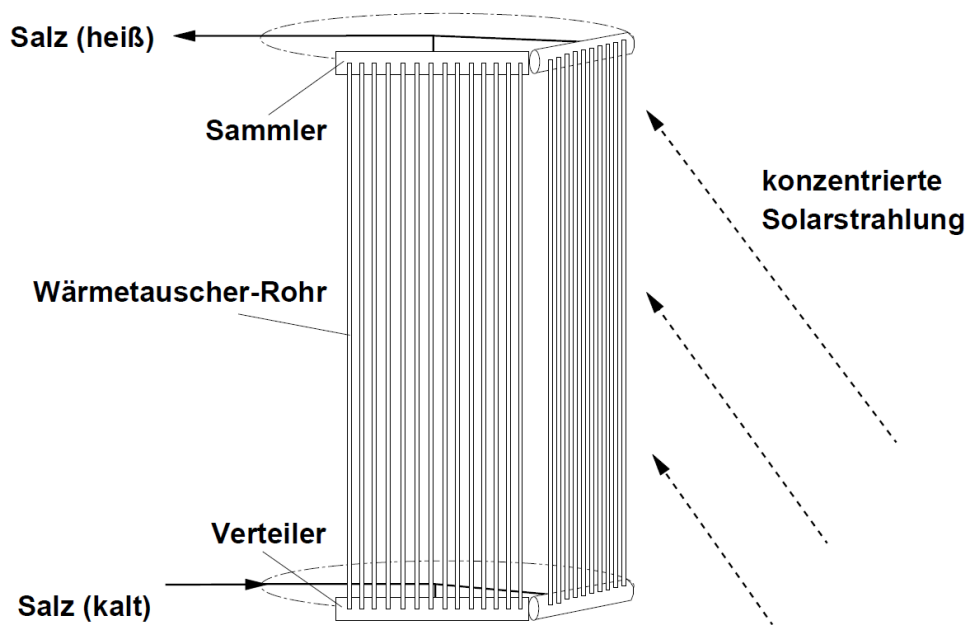


Abbildung 8: Schematische Darstellung des im SolarTwo-Kraftwerk verwendeten Prinzips eines Salz-Rohrreceivers [6]

Als Rohrmaterialien für Salzreceiver kommen u.a. hochwertige Nickellegierungen zum Einsatz. Die Rohrmaterialien müssen starken thermischer Wechselbelastungen standhalten und zusätzlich korrosionsbeständig gegenüber der Salzschnmelze sein [9]. Die Wärme der Salzschnmelze wird über entsprechende Wärmeübertrager in einen Wärme-Kraft-Prozess eingekoppelt. Ein Nachteil des Flüssigsalzes liegt in der hohen Schmelztemperatur, die bei etwa 220 °C liegt [12]. Da das Salz auch nachts und während anderer Betriebspausen flüssig gehalten werden muss, ist eine Wärmedämmung und eine Begleitheizung des gesamten salzbefüllten Anlagenteils (u.a. Tanks, Rohre und Ventile) erforderlich. Dies geschieht mit Hilfe von elektrischen Widerstandsheizungen, welche sehr hohe Anforderungen an Montage und Regelung stellen, sowie zu einem erhöhten (teuren) Eigenenergiebedarf der Anlage führen. Aufgrund der Zersetzung der verwendeten Salzschnmelze (Solar Salt) sind die im Receiver erreichbaren Salztemperaturen auf ca. 565 °C begrenzt. Da bei bestimmten Betriebszuständen das unerwünschte Überhitzen von kleinen Salzmengeen aufgrund

lokaler Übertemperaturen aber nicht auszuschließen ist, stellt sich auch die hohe Korrosivität der Gasphase der verwendeten Salze als problematisch dar [1] [6] [9].

2.2.4.1.5 Wärme-Kraft-Prozess

Im Wesentlichen werden die bei Solarturmkraftwerken eingesetzten Wärme-Kraft-Prozesse mit den auf dem Markt verfügbaren konventionellen Kraftwerksprozessen umgesetzt. Die erreichbaren Drücke und Temperaturen des Arbeitsmediums bei Solarturmkraftwerken entsprechen dem Stand der Technik bei fossilen Kraftwerken. Daher können Solarturmkraftwerke im Leistungsbereich zwischen 5 und 200 MW problemlos mit den großtechnisch verfügbaren Turbinen und Generatoren nach aktuellem Stand der Technik realisiert werden [9].

2.3 Überblick der Umsetzung von Solartürmen mit Salzschnmelzen

In vorliegender Arbeit sollen verschiedene Receivermodelle mit Flüssigsalz als Wärmeträgermedium untersucht werden. Deshalb werden im Folgenden die bereits realisierten Anlagenkonzepte, die mit diesem Wärmeträgermedium arbeiten, näher betrachtet.

2.3.1 SolarTwo

Das Projekt SolarTwo basiert auf der 10 MW_{el} Anlage SolarOne, die von 1982-1988 in der kalifornischen Mojave-Wüste bei Daggett (USA) betrieben wurde [9]. Die SolarOne-Demonstrationsanlage bestand aus einem Rundumfeld mit einem zylindrischen, außenliegenden 360° Rohrreceiversystem mit Direktverdampfung. Die Anlage wurde im Jahr 1995, mit dem Ziel der Validierung und der technischen Charakterisierung von Salzturmtechnologien, in die SolarTwo-Demonstrationsanlage umgebaut [13]. Als Wärmeträger- und Speichermedium wird Solar Salt eingesetzt. Abbildung 9 zeigt das Prinzip der SolarTwo-Anlage. Aus dem kalten Salzspeicher wird Salz mit einer Temperatur von 290 °C auf den Turm und durch den Receiver gepumpt. Dort wird es auf 565 °C erwärmt und gelangt in den heißen Tank. Bei Bedarf wird aus diesem Tank heißes Salz entnommen und durch einen Dampferzeuger geleitet. Dieser erzeugt Frischdampf für einen konventionellen Dampfturbinen-Kreisprozess. Anschließend gelangt das abgekühlte Salz wieder in den kalten Salzspeicher [9].

Zu dem bestehenden Heliostatenfeld der SolarOne-Demonstrationsanlage wurden weitere 108 Heliostate mit je 95 m² Spiegelfläche integriert. Somit besaß die SolarTwo-Demonstrationsanlage ein Heliostatenfeld mit 1 926 Heliostaten und einer Gesamtspiegelfläche von 81 400 m² [13]. Das eingesetzte Zwei-Tank-Speichersystem besitzt eine Speicherkapazität von 110 MWh_{th} und erreichte einen thermischen Gesamtwirkungsgrad von über 97 % [13]. Die elektrische Leistung der SolarTwo-Demonstrationsanlage entsprach 10 MW_{el}. Der Betrieb der Anlage konnte mit dem vorhandenen Energiespeicher nach Sonnenuntergang bis zu drei Stunden

mit Volllast aufrechterhalten werden. Die SolarTwo-Demonstrationsanlage wurde 2009, nachdem sie zehn Jahre lang nicht im Betrieb war, abgebaut [9].

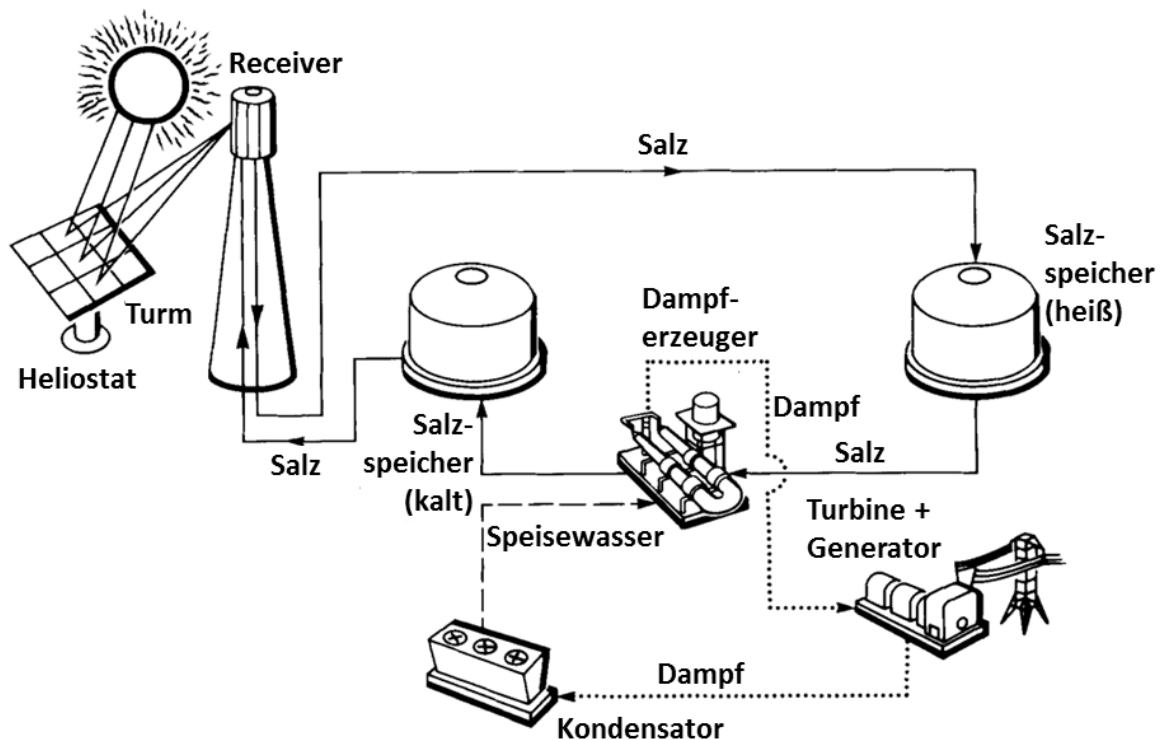


Abbildung 9: Prinzipskizze eines Solarturmkraftwerkes mit Flüssigsalz als Wärmeträger- und Speichermedium und einem Zwei-Tank-Speichersystem nach [14]

2.3.2 Gemasolar

Das Gemasolar-Solarturmkraftwerk ist das aktuell größte bestehende Solarturmkraftwerk mit Flüssigsalz als Wärmeträger- und Speichermedium. Die Anlage wurde im Mai 2011 westlich der spanischen Stadt Écija in Andalusien in Betrieb genommen [15]. Das Rundumfeld besteht aus ca. 2 650 Heliostaten und hat eine gesamte Spiegelfläche von $306\,658\text{ m}^2$ [16]. Jeder einzelne Heliostat hat dabei eine Spiegelfläche von je $115,7\text{ m}^2$ [17]. Auf einem $145,7\text{ m}$ hohem Turm ist der Receiver angebracht [18]. Dieser hat zum Auslegungszeitpunkt eine thermische Leistung von 120 MW und ist als zylindrischer Flüssigsalz-Rohrreceiver aus hochtemperaturbeständigen Nickel-Basis-Legierungen mit hohem Nickelanteil ausgeführt [8] [9]. Die Receivereintrittstemperatur beträgt 290 °C , die Austrittstemperatur 565 °C [19]. Die Anlage verfügt über eine, durch einen Dampfturbinenprozess erzeugte, elektrische Ausgangsleistung von $19,9\text{ MW}$ (brutto), und einem Zwei-Tank-Speichersystem [19]. Der prinzipielle Aufbau ist Abbildung 9 zu entnehmen. Der Betrieb der Gemasolar-Anlage entspricht dem der SolarTwo-Demonstrationsanlage. In dem Zwei-Tank-Speichersystem können $8\,500\text{ t}$ Salzschnmelze rund 800 MWh thermische Energie speichern. Dies reicht aus um auch ohne Sonneneinstrahlung den Dampfprozess mit einem 43 MW_{th}

Dampfzeuger 15 h betreiben zu können [20]. Dadurch konnte der 24 h Betrieb der Anlage bereits erfolgreich demonstriert werden [9].

2.3.3 Crescent Dunes

Das Crescent Dunes Solarturmprojekt befindet sich in der Nähe von Tonopah, etwa 310 km nordwestlich von Las Vegas. Dieses Projekt ist seit September 2011 in Bau. Der geplante Netzanschluss der Anlage ist für Ende 2014 vorgesehen. Sie wird eine elektrische Leistung von 100 MW_{el} haben und jährlich ca. 500 000 MWh Strom liefern. Dies wird durch einen Solarturm mit Flüssigsalz als Wärmeträgermedium und einem integrierten Zwei-Tank-Salzspeicher ermöglicht [21]. Dabei wird das Salz bei einer Temperatur von 288 °C im kalten Tank gespeichert und durch den Receiver auf 565 °C erwärmt. Der Turm hat, inklusive Receiver, eine Höhe von knapp 200 m [22]. Es werden Heliostaten mit einer Spiegelfläche von je 115,7 m² verwendet. Der Receiver hat einen Durchmesser von 15,85 m und ist 35,05 m hoch. Er besteht aus 14 identischen Rohr-Modulen. Diese wiederum sind 22,86 m hoch, 3,35 m breit und bestehen aus je 66 Rohren [22].

Verschatten und Blocken

Verschatten und Blocken tritt auf, wenn sich ein Heliostat im optischen Pfad eines anderen Heliostaten befindet. Verschatten bedeutet, dass auf einen Teil der Spiegelfläche eines Heliostaten keine direkte Solarstrahlung trifft, weil ein benachbarter Heliostat einen Schatten auf die Spiegelfläche wirft. Wenn die bereits von einem Heliostaten in Richtung Receiver reflektierte Solarstrahlung nicht den Receiver erreicht, weil sie durch einen zweiten Heliostaten blockiert wird, wird von Blocken gesprochen [6]. In Abbildung 10 sind die beiden Verlustmechanismen verdeutlicht. Diese Effekte können durch größere Abstände zwischen den Heliostaten vermieden werden. Dies führt jedoch zu größeren Entfernungen zum Turm, was präzisere Nachführungen, einen höheren Landbedarf und eine höhere Extinktion zur Folge hat. Des Weiteren wird ein Teil des Feldes vom Turm verschattet [1].

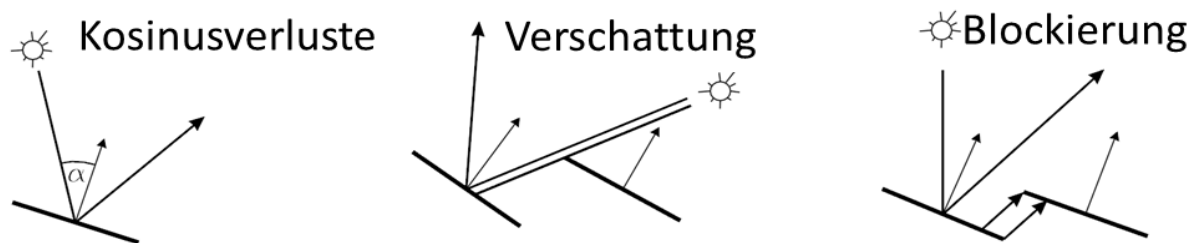


Abbildung 10: Darstellung der Kosinusverluste, Verschattungs- und Blockierungsverluste nach [23]

Atmosphärische Abschwächung

Die atmosphärische Abschwächung beinhaltet die Verluste, die dadurch entstehen, dass ein Teil der reflektierten Solarstrahlung auf dem Weg zum Receiver in der Atmosphäre gestreut oder absorbiert wird. Die atmosphärische Abschwächung hängt von der Länge des optischen Pfades in der Erdatmosphäre und der Trübung der Atmosphäre (z.B. Partikel, Wasser) ab [1]. Die Berechnung der atmosphärischen Abschwächung muss für jede Heliostatengruppe als Funktion der Sonnenposition und der relativen Position der Heliostaten bezüglich des Receivers durchgeführt werden [6].

Intercept-Verluste (Spillage)

Unter Spillage werden Verluste aufgrund von optischen Spiegel- und Nachführfehlern verstanden. Sie sind von der Nachführgenauigkeit und der optischen Güte der Heliostaten abhängig. Um die thermische Belastung des Receivers und die Verluste durch thermische Strahlung zu reduzieren, werden die Heliostate nicht alle auf denselben Punkt, sondern auf mehrere, auf der Receiveroberfläche verteilte, Zielpunkte ausgerichtet. Dies führt allerdings auch zu höheren Verlusten durch Strahlung, die

den Receiver verfehlt [6]. Zulässige Abweichungen des reflektierten Strahls liegen im Bereich von 1,75 bis maximal 4 mrad [1].

3.1.2 Verlustmechanismen am Receiver

Der Receiverwirkungsgrad ergibt sich aus dem Quotienten der abgegebenen Wärmeleistung des Receivers ($\dot{Q}_{\text{Rec,out}}$) zur eintreffenden Wärmeleistung auf den Receiver ($\dot{Q}_{\text{Rec,in}}$). Die vom Receiver abgegebene Wärmeleistung ergibt sich aus der auf dem Receiver eintreffenden Wärmeleistung abzüglich der verschiedenen Verlustmechanismen. Die am Receiver auftretenden Verlustmechanismen sind Reflexionsverluste (\dot{Q}_{refl}), thermische Abstrahlungsverluste (\dot{Q}_{rad}), Konvektionsverluste (\dot{Q}_{fk}) und parasitäre Verluste ($\dot{Q}_{\text{Rec,par}}$) (vgl. Gl. 3-3) [8].

$$\eta_{\text{Rec}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Rec,out}}}{\dot{Q}_{\text{Rec,in}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Rec,in}} - \dot{Q}_{\text{refl}} - \dot{Q}_{\text{rad}} - \dot{Q}_{\text{fk}} - \dot{Q}_{\text{Rec,par}}}{\dot{Q}_{\text{Rec,in}}} \quad (\text{Gl. 3-3})$$

Reflexionsverluste

Die Reflexionsverluste des Receivers resultieren daher, dass das Absorbermaterial des Receivers nicht als ideal schwarzer Körper ausgeführt werden kann. Ein Teil der am Absorber konzentrierten Einstrahlung wird daher wieder reflektiert. Die Reflexionsverluste am Receiver berechnen sich wie folgt:

$$\dot{Q}_{\text{refl}} = (1 - \alpha_{\text{Rec}}) \cdot \dot{Q}_{\text{Rec,in}} \quad (\text{Gl. 3-4})$$

Dabei ist

α_{Rec} Absorptionsgrad des Absorbermaterials

Thermische Abstrahlverluste

Die Verluste am Receiver durch thermische Abstrahlung berechnen sich über das Plancksche Strahlungsgesetz für graue Körper (Gl. 3-5).

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = \sigma \cdot A_{\text{Rec}} \cdot \varepsilon_{\text{Rec}} \cdot (T_{\text{Rec}}^4 - T_{\text{amb}}^4) \quad (\text{Gl. 3-5})$$

Dabei ist

σ Stefan-Boltzmann Konstante ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^4)$)

A_{Rec} Außenfläche des Receivers [m^2]

ε_{Rec} Emissionsgrad des Receivers

T_{Rec}	Receivertemperatur in K
T_{amb}	Umgebungstemperatur in K

Konvektionsverluste

Die Konvektionsverluste am Receiver entstehen aus der Temperaturdifferenz zwischen Receiver-Außenfläche und Umgebungsluft. Konvektionsverluste können durch freie Konvektion und Windeinfluss entstehen [8]. Sie berechnen sich mit dem Wärmeübergangskoeffizienten der konvektiven Verluste (α_{fk}) zu:

$$\dot{Q}_{\text{fk}} = \alpha_{\text{fk}} \cdot A_{\text{Rec}} \cdot (T_{\text{Rec}} - T_{\text{amb}}) \quad (\text{Gl. 3-6})$$

3.2 Solar Salt

Das häufig in Flüssigsalz-Solarturmkraftwerken eingesetzte Salz wird als Solar Salt bezeichnet. Auf die physikalischen Eigenschaften, sowie die Vor- und Nachteile des Solar Salt als Wärme-, bzw. Speichermedium in Solarturmkraftwerken wird im Folgenden kurz eingegangen.

3.2.1 Thermophysikalische Eigenschaften

Solar Salt besteht aus einer Mischung aus 60 Gew.-% Natriumnitrat (NaNO_3) und 40 Gew.-% Kaliumnitrat (KNO_3) [24]. Es hat eine Schmelztemperatur von 220 °C [12]. Die Zersetzungstemperatur liegt bei 593 °C [25]. Die wichtigsten thermophysikalischen Eigenschaften von Solar Salt sind in nachfolgender Tabelle mit den entsprechenden temperaturabhängigen Gleichungen aufgelistet [24].

Tabelle 1: Thermophysikalische Eigenschaften von Solar Salt

Bezeichnung	Polynom	Einheit
Dichte	$2090 - 0,636 \cdot T(^{\circ}\text{C})$	kg/m^3
spez. Wärmekapazität	$1443 + 0,172 \cdot T(^{\circ}\text{C})$	$\text{J}/(\text{kg K})$
Wärmeleitfähigkeit	$0,433 + 1,9 \cdot 10^{-4} \cdot T(^{\circ}\text{C})$	$\text{W}/(\text{m K})$
dyn. Viskosität	$22,7 - 0,12 \cdot T(^{\circ}\text{C}) + 2,3 \cdot 10^{-4} \cdot (T(^{\circ}\text{C}))^2 - 1,5 \cdot 10^{-7} \cdot (T(^{\circ}\text{C}))^3$	$\text{kg}/(\text{m s}) \cdot 10^{-3}$

3.2.2 Vorteile von Solar Salt

Die Vorteile von Solar Salt, bzw. Salzschnmelzen allgemein als Wärmeträger, bzw. Speichermedium sind nach Bauer et al. [26] [27]:

- Hohe Wärmekapazität sowie eine hohe Dichte, was zu einer hohen Energiedichte führt, daher Eignung als Wärmeträger- und Speichermedium

- Relativ geringe Kosten
- Niedriger Dampfdruck (ermöglicht drucklose Speicherung)
- Nicht brennbar
- Ungiftig
- Solar Salt liegt im verwendeten Temperaturbereich in einer Phase vor
- Ein und dasselbe Wärmeträgermedium kann zum Wärmeabtransport aus dem Receiver und zur Speicherung verwendet werden.
- Hoher Temperaturunterschied zwischen maximaler und minimaler Betriebstemperatur des Flüssigsalzes führt zu einer deutlichen Reduzierung des Speichervolumens
- Hohe Speicherkapazitäten führen zu einer höheren Auslastung der Turbine → erhöhte Effizienz, da An- und Abfahrtsvorgänge verringert werden können

3.2.3 Nachteile von Solar Salt

Die Verwendung von Flüssigsalz als Wärmeträger- und Speichermedium in Solarturmkraftwerken weist grundsätzlich zwei Nachteile auf. Zum einen muss das Erstarren des Salzes während dem Betrieb vermieden werden. Dies wird z.B. durch die Verwendung einer externen Beheizung realisiert. Zum anderen spielen die Stabilität des Salzes und die Korrosionseffekte eine entscheidende Rolle. An die Verrohrung und die verwendeten Materialien müssen hohe Ansprüche gestellt werden [26].

4 Vorauslegung

Um den Einfluss verschiedener Parameter auf den Receiver eines Solarturmkraftwerkes zu untersuchen erfolgt eine Vorauslegung eines solchen Receivers. Dazu wird ein Receiver mit einer vorgegebenen thermischen Leistung einmal mit Luft und einmal mit Solar Salt als Wärmeträgermedium ausgelegt. Es werden verschiedene Parametervariationen durchgeführt und die Ergebnisse ausgewertet und verglichen. Es ist zu erwähnen, dass es sich bei der hier vorgestellten Vorauslegung lediglich um eine Grobauslegung des Receivers handelt. Exakte Ergebnisse können daraus nicht geliefert werden.

4.1 Geometrie und Randbedingungen

Als Receivergeometrie wird ein von außen bestrahlter Zylinder verwendet. Dieser besteht aus Rohren, die auf 360 ° ohne Lücke angeordnet sind. Es wird davon ausgegangen, dass alle Rohre parallel durchströmt werden. Die Abmessungen für die Verteilung und die Sammlung des Fluids fließt nicht in die Geometrie und die Berechnung ein.

Folgende Randbedingungen werden für die Durchführung der Berechnung und der Parametervariation verwendet:

Tabelle 2: Angegebene Randbedingungen für die Receiver-Vorauslegung

Parameter	Wert	Einheit
Thermische Leistung am DP	125,1	MW _{th}
Einlasstemperatur	290	°C
Receiveraustrittstemperatur	565	°C
Maximaler Druckverlust	1	bar
Medium	Luft bei 10 bar/Solar Salt	
		-

Für das verwendete Material der Receiverrohre werden die in Tabelle 3 angegebene Materialeigenschaften festgelegt.

Tabelle 3: Materialeigenschaften Receiverrohr für Vorauslegung

Parameter	Wert	Einheit
Wärmeleitfähigkeit	20	W/(m K)
Absorptionsgrad	0,85	-
Emissionsgrad	0,85	-
Rohrreibungszahl λ	0,04	-

4.2 Vorgehensweise zur Receiverberechnung

Für die Berechnung des Receivers wird zunächst der Gesamtmassenstrom nach Gl. 4-1 und anschließend der Gesamtvolumenstrom durch den Receiver bestimmt (Gl. 4-2).

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{th}}{\bar{c}_p \cdot \Delta T} \quad (\text{ Gl. 4-1 })$$

$$\dot{V}_{ges} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (\text{ Gl. 4-2 })$$

Die Anzahl der Rohre für den Receiver wird über den vorgegebenen maximalen Druckverlust (Gl. 4-3) und die Kontinuitätsgleichung (Gl. 4-4) berechnet. Werden diese Gleichungen kombiniert, kann nach der Anzahl der benötigten Rohre umgestellt werden:

$$\Delta p_v = \frac{\lambda \cdot H \cdot \rho \cdot v^2}{2 \cdot d_i} \quad (\text{ Gl. 4-3 })$$

$$\dot{V}_{ges} = (A_R \cdot a_R) \cdot v \quad (\text{ Gl. 4-4 })$$

$$a_R = \sqrt{\frac{\dot{V}_{ges}^2 \cdot \rho \cdot l \cdot \lambda}{A_R^2 \cdot 2 \cdot \Delta p_v \cdot d_i}} \quad (\text{ Gl. 4-5 })$$

Dabei ist

Δp_v	Max. Druckverlust [kg/(ms ²)]
λ	Rohrreibungszahl
l	Rohrlänge [m]
d_i	Innendurchmesser Rohr [m]
a_R	Anzahl Rohre
A_R	Durchströmte Rohrfläche pro Rohr [m ²]

Zur Berechnung der Verluste am Receiver muss die Außenwandtemperatur der Rohre bestimmt werden. Diese wird über die Temperaturdifferenz innerhalb der Rohrwand und der Rohrrinnenwandtemperatur bestimmt. Die Rohrrinnenwandtemperatur

wird über die Konvektion im Rohrrinneren berechnet. Dabei wird für die Luft ein mittlerer Wärmeübergangskoeffizient von 2 000 W/(m² K), für das Flüssigsalz von 10 000 W/(m² K) angenommen. Die Rohrrinnenwandtemperatur errechnet sich nach Umformung von Gl. 4-6 mit der in Gl. 4-7 angegebenen Formel.

$$\dot{Q} = A_i \cdot \alpha_{fl} \cdot (\vartheta_i - \vartheta_{fl}) \cdot a_R \quad (\text{ Gl. 4-6 })$$

$$\vartheta_i = \frac{\dot{Q}}{\pi \cdot d_i \cdot l \cdot \alpha_{fl} \cdot a_R} + \vartheta_{fl} \quad (\text{ Gl. 4-7 })$$

Dabei ist

A_i	Innenwandfläche eines Rohrs [m²]
α_{fl}	Wärmeübergangskoeffizient des Fluids [W/(m²K)]
ϑ_i	Rohrrinnenwandtemperatur [°C]
ϑ_{fl}	Mittlere Fluidtemperatur [°C]

Über die Wärmeleitung in der Rohrwand können die Temperaturdifferenz und damit die Rohraußenwandtemperatur bestimmt werden.

$$\frac{\dot{Q}}{a_R} = \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda \cdot \Delta\vartheta}{\ln\left(\frac{r_a}{r_i}\right)} \quad (\text{ Gl. 4-8 })$$

→

$$\Delta\vartheta = \frac{\dot{Q} \cdot \ln\left(\frac{r_a}{r_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot l \cdot \lambda \cdot a_R} \quad (\text{ Gl. 4-9 })$$

$$\vartheta_a = \vartheta_i + \Delta\vartheta \quad (\text{ Gl. 4-10 })$$

Dabei ist

λ	Wärmeleitfähigkeit des Receivermaterials [W/(mK)]
$\Delta\vartheta$	Temperaturdifferenz durch die Rohrwand [K]
r_a	Außenradius Receiverrohr [m]
r_i	Innenradius Receiverrohr [m]
ϑ_a	Receiveraußenwandtemperatur

Anschließend können die Verluste des gesamten Receivers berechnet werden. Dazu gehören die Reflexionsverluste, die thermischen Abstrahlungsverluste und die konvektiven Verluste. Diese werden wie in Gl. 6-2 bis Gl. 6-8 beschrieben berechnet. Es wird von einer Außentemperatur von 25 °C ausgegangen. Der Wärmeübergangskoeffizient der Luft wird auf 20 W/(m² K) festgelegt.

Des Weiteren wird die resultierende Flussdichte berechnet. Diese setzt sich aus der gesamten auf dem Receiver auftreffenden Leistung (therm. Leistung + Receiververluste) durch die Fläche des Receivers zusammen.

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}_{\text{ges}}}{A_{\text{Rec}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{refl}} + \dot{Q}_{\text{abstr}} + \dot{Q}_{\text{Konv}} + \dot{Q}_{\text{Rec}}}{A_{\text{Rec}}} \quad (\text{Gl. 4-11})$$

Der Receiverwirkungsgrad wird über das Verhältnis von abgegebener Leistung zur gesamten auf den Receiver auftreffenden Wärmeleistung nach Gl. 4-12 berechnet.

$$\eta_{\text{Rec}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Rec}}}{\dot{Q}_{\text{ges}}} \quad (\text{Gl. 4-12})$$

4.3 Durchführen der Parametervariation

Zur Untersuchung des Einflusses der Receivergeometrie (Rohrdurchmesser, Rohrlänge) auf die Kennwerte des Receivers werden die entsprechenden Größen variiert. Dabei wird der Innendurchmesser von 10-100 mm jeweils in 2 mm Schritten variiert, die Rohrlänge wird von 1-10 m jeweils in 0,2 m Schritten variiert. Die Wandstärke der Receiverrohre wird in jedem Fall konstant zu 1,4 mm angenommen. Die Variationen werden sowohl für Luft, als auch für Solar Salt als Wärmeträgermedium durchgeführt.

4.4 Auswertung der Voruntersuchung

4.4.1 Auswertung der Rohranzahl

Zunächst soll der Einfluss des Rohrrinnendurchmessers und der Rohrlänge auf die Anzahl der Rohre gezeigt werden.

Es ergibt sich der in Abbildung 11 dargestellte Verlauf.

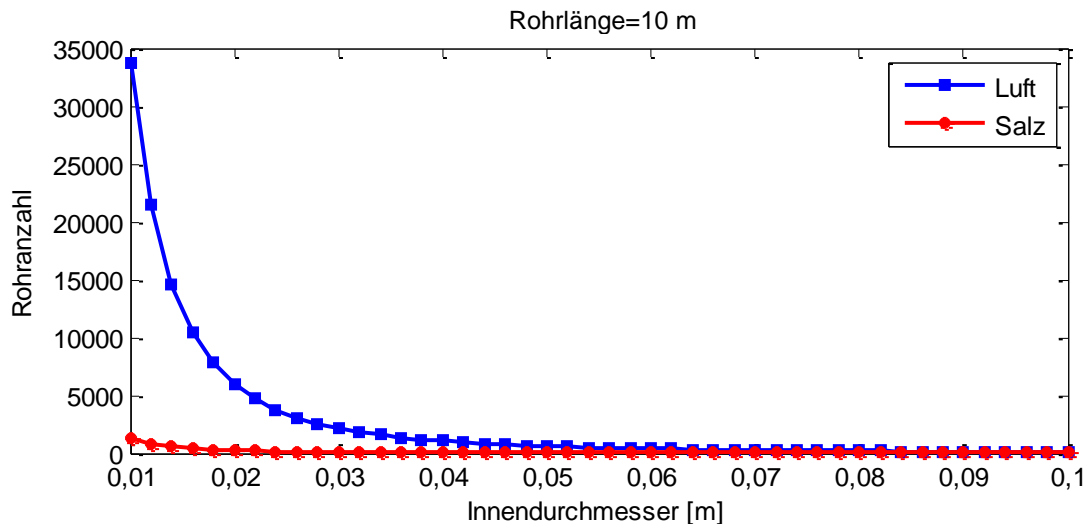


Abbildung 11: Rohranzahl über dem Innendurchmesser der Rohre für eine konstante Rohrlänge von 10 m

Es ist zu erkennen, dass die Anzahl der Rohre bei konstanter Rohrlänge mit steigenden Innendurchmesser abnimmt. Durch den steigenden Rohrinne Durchmesser können die Rohre, bei gleichbleibendem Druckverlust, mit einer höheren Geschwindigkeit durchströmt werden. Die Anzahl der Rohre nimmt ab. Die Anzahl der benötigten Rohre für das Flüssigsalz liegt um einiges niedriger als für Luft als Wärmeträgermedium.

Dies hängt hauptsächlich mit dem niedrigeren Volumenstrom in den Absorberrohren zusammen, der aus der deutlich höheren Wärmekapazität und der höheren Dichte des Flüssigsalzes im Vergleich zu Luft resultiert.

Des Weiteren wird die Rohranzahl bei einem konstantem Rohrinne Durchmesser von 0,03 m über der Rohrlänge untersucht. Das Ergebnis ist in Abbildung 12 dargestellt.

Je länger die Rohre, desto mehr Rohre werden bei konstantem Innendurchmesser benötigt. Das liegt am direkten Zusammenhang zwischen dem Druckverlust und der Länge des Rohrs. Je länger das Rohr, desto höher der Druckverlust und desto geringer kann die Geschwindigkeit in dem einzelnen Rohr sein. Deswegen werden mit steigender Rohrlänge mehr Absorberrohre benötigt. Für Flüssigsalz als Wärmeträgermedium ist wieder zu erkennen, dass die Anzahl der Rohre wesentlich geringer ist als beim Wärmeträgermedium Luft.

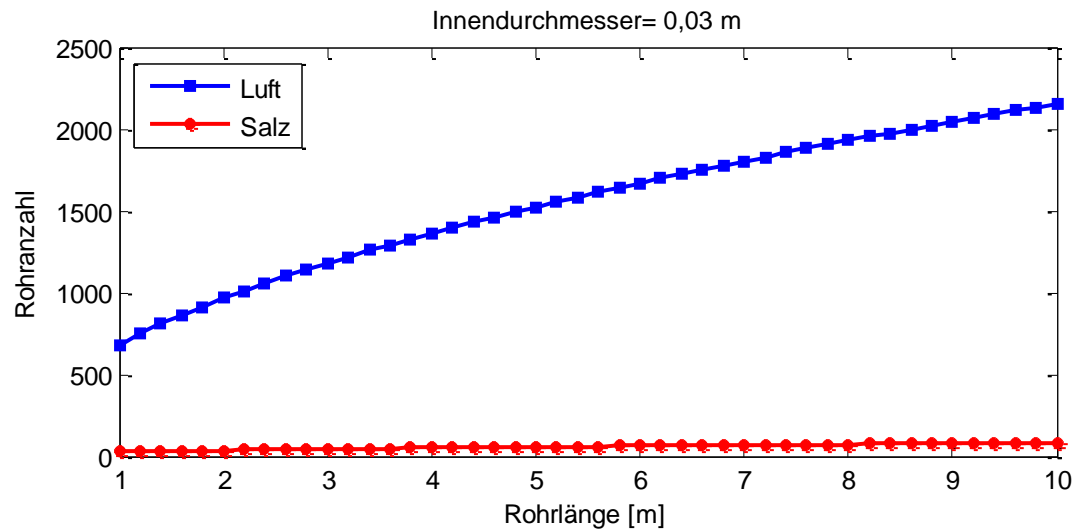


Abbildung 12: Verlauf der Rohranzahl bei konstantem Innendurchmesser von 0,03 m über der Rohrlänge

Neben der Rohranzahl für verschiedene Rohrlängen, bzw. Innendurchmesser der Rohre, wird auch die Abhängigkeit der resultierenden Flussdichte vom Innendurchmesser, bzw. der Rohrlänge untersucht.

In Abbildung 13 ist der Einfluss des Innendurchmessers der einzelnen Rohre bei konstanter Rohrlänge auf die resultierende Strahlungsflussdichte dargestellt.

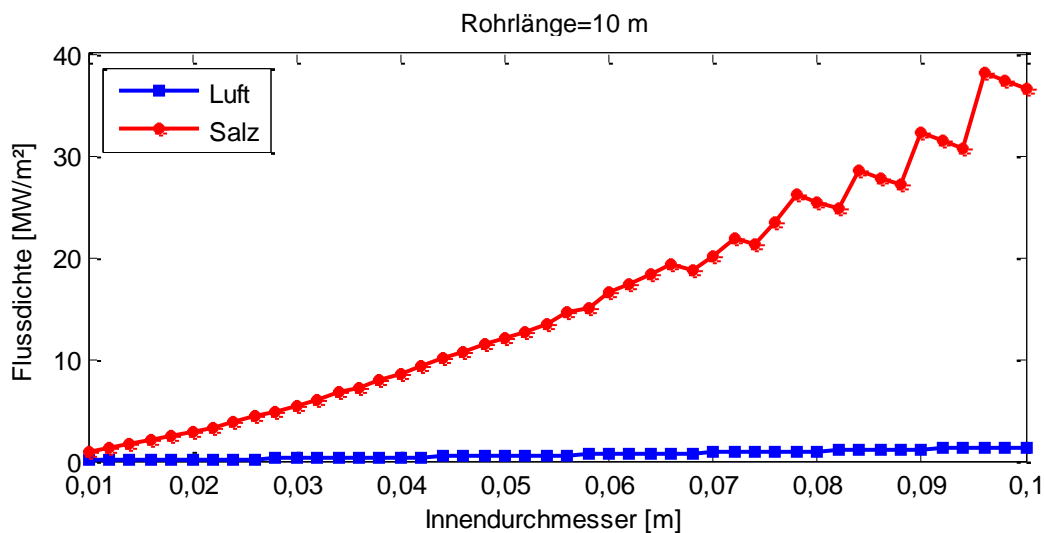


Abbildung 13: Verlauf der Flussdichte bei konstanter Rohrlänge von 10 m über dem Rohrinndurchmesser

Es zeigt sich, dass die Flussdichte mit steigendem Innendurchmesser bei konstanter Rohrlänge zunimmt. Dies resultiert aus der mit steigendem Innendurchmesser geringeren Anzahl an Rohren. Dadurch wird die Receiverfläche geringer. Die sich ergebende Flussdichte steigt an.

Die Sprünge im Graphen mit Salz als Wärmeträgermedium entstehen dadurch, dass die Anzahl der Absorberrohre gerundet wird.

Des Weiteren zeigt sich, dass der Anstieg mit Flüssigsalz stärker ist als mit Luft als Wärmeträgermedium. Für die Flussdichte ergeben sich sehr hohe Werte. Das liegt daran, dass mit steigendem Innendurchmesser die Anzahl der Rohre abnimmt. Somit sinkt die Receiverfläche. Um die vorgegebene Leistung zu übertragen muss eine sehr hohe Strahlungsflussdichte auf die Receiverfläche wirken.

Der Einfluss der Rohrlänge auf die sich ergebende Flussdichte bei einem konstanten Innendurchmesser von 0,03 m ist in Abbildung 14 dargestellt.

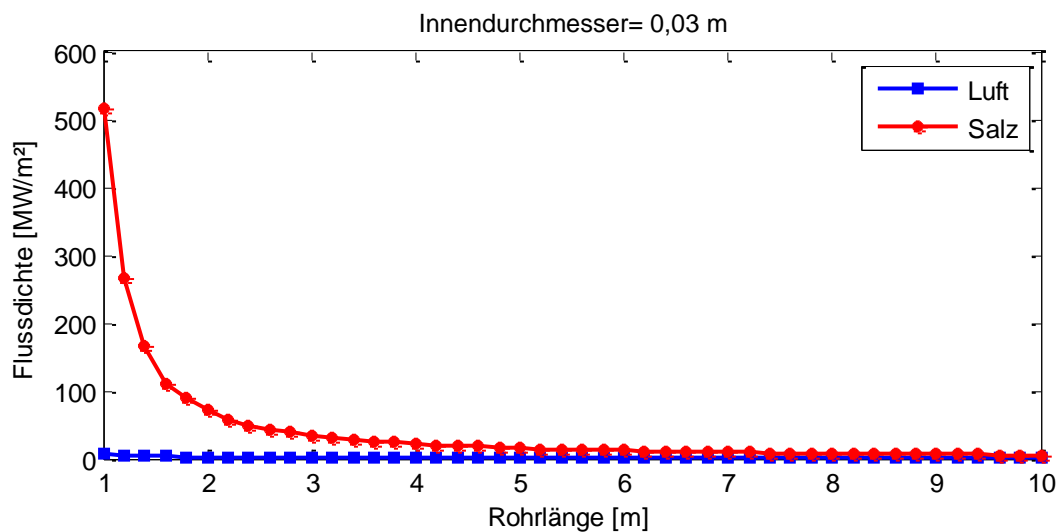


Abbildung 14: Verlauf der Flussdichte bei konstantem Rohrinnendurchmesser von 0,03 m über der Rohrlänge

Mit steigender Rohrlänge sinkt bei konstantem Rohrinnendurchmesser die Flussdichte. Das liegt an der mit steigender Rohrlänge größer werdenden Receiverfläche, da mit zunehmender Rohrlänge auch die Anzahl der Rohre steigt. Der Abfall der Strahlungsflussdichte ist für das Wärmeträgermedium Salz stärker ausgeprägt, da bei diesem bei einer geringen Rohrlänge eine sehr hohe Strahlungsflussdichte auftritt.

5 Nachbildung der Gemasolar-Anlage

Um die Untersuchung verschiedener Modelle zur Receiversimulation durchzuführen, wird zunächst versucht eine Referenzanlage nach Vorlage der bestehenden Gemasolar-Anlage zu erstellen.

5.1 Vorgehensweise zur Abbildung der Gemasolar-Anlage

Um die Gemasolar-Anlage möglichst exakt abzubilden wird wie folgt vorgegangen:

- Recherche der Daten der Gemasolar-Anlage
- Übertragen der recherchierten Daten in HFLCAL; Annahme der übrigen Daten
- Berechnung der Wärmegestehungskosten durch HFLCAL
- Durchführen einer Optimierung der Anlage mit HFLCAL durch Variation der Heliostatenverteilung im Feld (Heliostatenanordnung)
- Auslesen der sich aus der HFLCAL-Simulation einstellenden Wärmestromdichte über dem Umfang und der Höhe des Receivers
- Berechnung der Strömungseigenschaften des Flüssigsalzes (Stoffeigenschaften, Nusselt-Zahl, Wärmeübergangskoeffizienten)

5.1.1 Daten der Gemasolar-Anlage und Eingabeparameter für die HFLCAL-Simulation

Die Gemasolar-Anlage ist bereits im Abschnitt 2.3.2 genauer beschrieben worden. Im Folgenden Abschnitt werden die exakten Daten, bzw. die getroffenen Annahmen für verschieden Werte, wie sie zur Nachbildung der Gemasolar-Anlage in HFLCAL eingegeben worden sind, dargestellt.

Das Simulationsprogramm HFLCAL ist ein vom DLR entwickeltes Programm, mit dem Heliostatenfelder für Solarturmkraftwerke ausgelegt werden können. Zur Auslegung werden die Daten der einzelnen Heliostaten, sowie die Turm- und Receiverdaten und die gewünschte thermische Leistung des Receivers angegeben. Anschließend können die sich ergebende Flussdichte, die auf den Receiver auftrifft, die Heliostaten-Anordnung und die Wärmegestehungskosten ausgelesen werden. Laut NREL (National Renewable Energy Laboratory) [28] hat der verwendete Receiver in der Gemasolar-Anlage einen Durchmesser von 8,89 m und eine Höhe von 14,22 m. Allerdings wird für die nachfolgenden Betrachtungen angenommen, dass sowohl am oberen Ende, als auch am unteren Ende des Receivers jeweils ca. 1 m zur Verteilung und Regelung des Massenstroms des Flüssigsalzes benötigt wird. Die Absorberhöhe wird in HFLCAL somit mit 12 m angegeben.

Die Eingabeparameter für die Nachbildung der Gemasolar-Anlage mit HFLCAL sind nachfolgend, wie bei der Eingabe in der Benutzeroberfläche des Programms gegliedert, dargestellt.

Heliostate

In der Gemasolar-Anlage kommen Heliostate mit einer Spiegelfläche von 115,7 m² zum Einsatz [17]. Ihre Abmessungen betragen jeweils 10,9 m in der Höhe und in der Breite [28]. Ein Heliostat besteht aus 35 Spiegelfacetten, von denen sieben über der Länge und fünf über der Höhe des Heliostaten angebracht sind [17]. Die effektive Reflektivität eines Heliostaten liegt bei 95 % [29].

In HFLCAL wird somit im Menüpunkt „Heliostat“ die, in Tabelle 4 angegebenen Parameter, eingestellt. Die zulässigen Strahlabweichungen (beam error) liegen laut Reich&Reppich [1] im Bereich von 1,75 bis maximal 4 mrad. Aus Erfahrungswerten des DLRs wird dieser Wert zu 3,67 gewählt.

Tabelle 4: Eingabeparameter für den Menüpunkt „Heliostat“

Parameter	Wert	Einheit	Quelle
type (HTYP)	1	-	-
total reflecting surface (FMIR)	115,7	m ²	[30]
facet reflecting surface (FFAC)	3,3057	m ²	Berechneter Wert
vertical dimension (ALV)	10,9	m	[31]
horizontal dimension (ALH)	10,9	m	[31]
Height of Heliostat centre (Z)	7,45	m	Annahme: ALV/2+2 m
mirror reflectivity (EFELD)	95	%	[29]
beam error (SIG)	3,67	mrad	[1], Erfahrungswert
Ideal focal length	yes	-	

Feldauslegung

Im zweiten HFLCAL-Menüpunkt kann das Layout des Heliostatenfeldes beschrieben werden. Es können die Abstände der Heliostaten untereinander und der Abstand zwischen den Heliostatenreihen bestimmt werden. Der Abstand der Heliostate wird über zwei lineare Funktionen dargestellt (vgl. Abbildung 15):

$$\Delta r = AR + d \cdot BR \quad (\text{ Gl. 5-1 })$$

$$\Delta u = AU + d \cdot BU \quad (\text{ Gl. 5-2 })$$

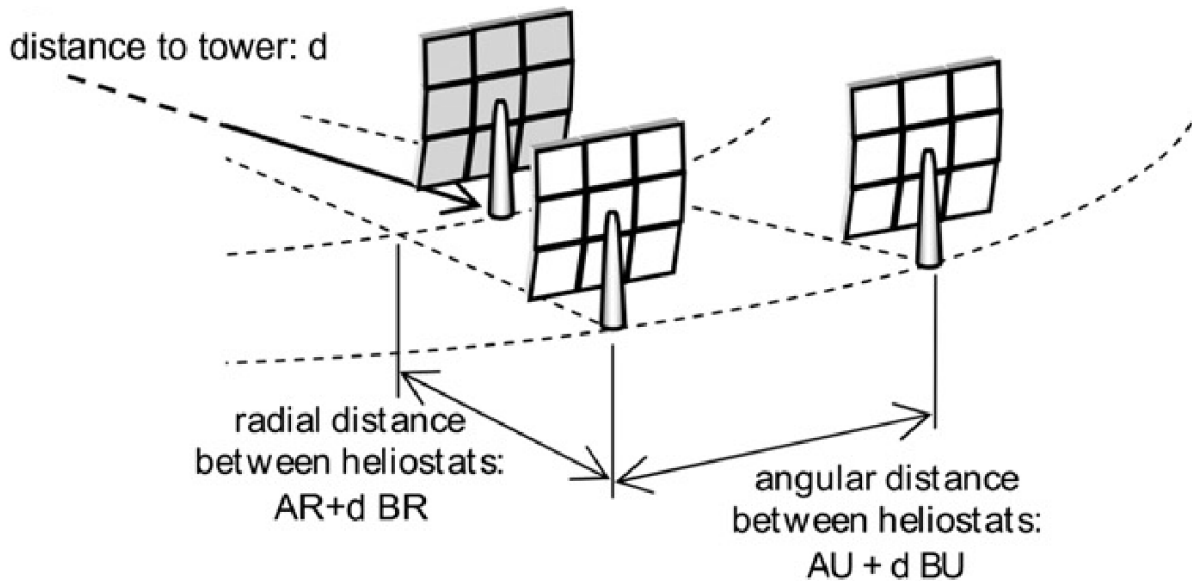


Abbildung 15: Abstand zwischen benachbarten Heliostaten [32]

Des Weiteren kann die maximale Anzahl an Heliostaten in Nord- und Südrichtung angegeben werden und festgelegt werden, ob es sich um ein Rundum- oder Nord-/Südfeld handelt. Zur Auslegung können verschiedene Anordnungen des Feldes verwendet werden. Für die Abbildung der Gemasolar-Anlage wird die Anordnung „slip planes“ und ein Rundumfeld verwendet. Dabei werden die Heliostate radial versetzt angeordnet, so dass der Abstand zwischen den Heliostaten in einer Reihe (Δu) automatisch mit steigendem Reihenabstand zum Turm ansteigt. Übersteigt Δu dabei den Wert USTART, wird Δu auf USTART gesetzt. Dadurch wird die Dichte des Feldes erhöht. Turmnahe Heliostaten werden zur maximalen Dichte angeordnet (AMIN). Der Faktor FPACK definiert den radialen Abstand vom Turm, bis wohin die Heliostate in maximaler Dichte (AMIN) angeordnet werden. Ist der Faktor $FPACK \leq 1$, so tritt kein blocking auf, ist $FPACK > 1$ tritt blocking auf. AMIN definiert den minimalen Abstand zwischen den Heliostaten. Dieser Wert muss größer sein, als die Diagonale eines Heliostaten, um die freie Beweglichkeit jedes Heliostaten in jeder Position zu gewährleisten.

Für die einzugebenden Parameter im Menüpunkt „Field Layout“ werden die in nachfolgender Tabelle aufgelisteten Werte verwendet.

Nach der Eingabe der Parameter kann im Ausgabefenster die Feldansicht des sich ergebenden Heliostatenfelds angezeigt werden.

Tabelle 5: Eingabeparameter für den Menüpunkt „Field Layout“

Parameter	Wert	Einheit	Bedeutung
...north (NRN)	2 000	-	Max. Anzahl Heliostaten in Nordrichtung
...south (NRS)	1 700	-	Max. Anzahl Heliostaten in Südrichtung
slip planes	yes	-	Anordnung der Heliostate
AMIN	15.7	m	Minimaler Abstand zw. den Heliostaten
AR	15	m	Abstand zwischen den Reihen
BR	0.001	-	Faktor für Reihenabstand
USTART	18	m	Max. Abstand zw. Heliostaten in einer Reihe
FPACK	1	-	Radialer Abstand vom Turm bis wohin die Heliostate auf maximale Dicke angeordnet werden
PHIRAND	0	°	Winkel zwischen Feldrand und Ost-West-Richtung
RTURM	30	m	Abstand zum Turm bis erste Reihe startet
predefined b+s neighbours	yes	-	
file format	0	-	

Feldwirkungsgrad

Im nächsten relevanten Menüpunkt „Field Efficiencies“ können die Daten für Feld-Effektivität angegeben und berechnet werden. Hierzu müssen die Daten für den Standort des Solarturmkraftwerkes eingegeben, sowie die Angaben zu den Abmessungen des Turms und des Receivers gemacht werden.

Zur Strahlungsberechnung wird das Hottel-Modell verwendet. Durch dieses Modell wird die direkte Einstrahlung (Direct Normal Irradiation (DNI)) über den Breitengrad und der Höhe über dem Meeresspiegel berechnet.

Die Werte für den Breitengrad und die Höhe über dem Meeresspiegel werden für den Ort Sevilla in Spanien angenommen [33] [34]. Der Turm der Gemasolar-Anlage hat eine Gesamthöhe von 145,7 m [18]. Es wird davon ausgegangen, dass der Receiver der oberste Baustein auf dem Turm ist. Da für den Receiver eine Höhe von 12 m angenommen wird, befindet sich der Receivermittelpunkt somit auf einer Höhe von 139,7 m. Der Turm ist zylindrisch aufgebaut und hat über die Turmhöhe verteilt einen Außendurchmesser zwischen 4 und 14,5 m [18]. Der durchschnittliche Turmradius wird für die Berechnung des Schattenwurfes über die gesamte Turmhöhe zu 5 m gewählt.

Die Eingabeparameter für den Menüpunkt „Field Efficiencies“ sind in nachfolgender Tabelle aufgelistet.

Tabelle 6: Eingabeparameter für den Menüpunkt "Field Efficiencies"

Parameter	Wert	Einheit	Bedeutung
Hottel	yes	-	Art der Strahlungsberechnung
height above sea level	12	m	Höhe über Meeresspiegel Wert für Sevilla [33]
latitude	37,409	°	Breitengrad Wert für Sevilla [34]
model no.	1	-	Berechnungsmodell für die atmosphärische Transmission
Time Scheme	sym	-	Modell der Zeitachse
height above ground (ath)	139,7	m	Höhe Receivermitte vom Boden
radial distance (TRAD)	4,445	m	Radialer Abstand des Receivermittelpunkts vom Turmmittelpunkt
orientatton (PHI)	0	°	Orientation des Receivers relativ zur Nordrichtung
enable blocking + shading	Yes	-	Berücksichtigung von Blockierungs- und Verschattungsmechanismen
enable tower shadow	Yes	-	Berücksichtigung des Turmschattens
tower heighth (for shadow)	145,7	m	Gesamte Turmhöhe
cylinder	yes	-	Turmform
radius (THOR)	5	m	Tumradius

System Performance

Unter diesem Menüpunkt werden die Receiverabmessungen, sowie die Daten für das Berechnungsmodell und die Ein- und Austrittstemperatur des Receivers angegeben.

Über dem Untermenüpunkt „aperture“ kann die Form des Receivers angegeben werden. Für die Nachbildung der Gemasolar-Anlage wird eine zylindrische Receiverform mit einer Höhe von 12 m und einem Durchmesser von 8,89 m gewählt.

Im Untermenüpunkt „receiver“ kann das Berechnungsmodell für den Receiverwirkungsgrad angegeben werden. Für vorliegende Untersuchung wird das Berechnungsmodell „user defined (icav=3)“ gewählt. Der Receiverwirkungsgrad wird dabei über vier Parameter wie folgt berechnet:

$$\eta_{\text{Rec}} = P_1 - ((P_2 \cdot \sigma \cdot (T_{\text{loss}}^4 - T_{\text{amb}}^4) + P_3 \cdot (T_{\text{loss}} - T_{\text{amb}})) \cdot \frac{A_{\text{Rec}}}{P_{\text{Rec}}}) \quad (\text{Gl. 5-3})$$

Der Wert für T_{loss} berechnet sich zu:

$$T_{\text{loss}} = T_{\text{Rec,in}} + 0,5 \cdot (T_{\text{Rec,out}} - T_{\text{Rec,in}}) + P_4 \quad (\text{Gl. 5-4})$$

Dabei ist

η_{Rec}	Receiverwirkungsgrad
P_1	Parameter 1
P_2	Parameter 2

T_{loss}	Temperatur Receiveraußenwand
T_{amb}	Umgebungstemperatur
P_3	Parameter 3
A_{Rec}	Receiverfläche
P_{Rec}	Receiverleistung
$T_{\text{Rec,in}}$	Receivereintrittstemperatur
$T_{\text{Rec,out}}$	Receiveraustrittstemperatur
P_4	Parameter 4

Über den Button „Define Receiver“ wird die Nummer des Berechnungsmodells, sowie die folgenden vier Parameter angegeben:

Tabelle 7: Werte für die vier Eingabeparameter der Receiverauslegung

Parameter	Wert
Parameter 1 = P_1	0,85
Parameter 2 = P_2	0,83
Parameter 3 = P_3	40
Parameter 4 = P_4	0,0194

Die vier oben aufgelisteten Eingabeparameter für die Vorauslegung in HFLCAL werden bereits aus vorherigen Untersuchungen am DLR von ähnlich aufgebauten Solarturmkraftwerken bestimmt.

Für die Gemasolar-Anlage beträgt die Receivereintrittstemperatur 290 °C, die Austrittstemperatur 565 °C [9]. Als Auslegungspunkt wird der 21.3. 12 Uhr verwendet. Der Receiver hat eine thermische Leistung von 120 MW_{th} [35].

Ein Überblick der Eingabeparameter für den Menüpunkt „System Performance“ ist in Tabelle 8 gegeben.

Nach Eingabe der Parameter kann im Ausgabefenster die Effektivität der einzelnen Heliostaten und das verwendete Heliostatenfeld angezeigt werden

Tabelle 8: Eingabeparameter für den Menüpunkt „System Performance“

Bezeichnung	Wert	Einheit	Bedeutung
aperture - cylindrical	yes	-	Auswahl Receiverform
aperture - radius	4,445	m	Receiverradius
aperture - height	12	m	Receiverhöhe
aperture- tilt angle	0	°	Receiverneigung relativ zur normalen
aperture - aperture angle	360	°	Öffnungswinkel des Receivers
receiver	yes	-	Auswahl des Punktes Receiver
user defined (icav=3)	yes	-	Auswahl des Berechnungsmodells
Define Receiver-model no	101	-	Berechnungsmodell
Define Receiver-parameter 1	0,85	-	Parameter 1 für Gl. 5-3
Define Receiver-parameter 2	0,83	-	Parameter 2 für Gl. 5-3
Define Receiver-parameter 3	40	°C	Parameter 3 für Gl. 5-3
Define Receiver-parameter 4	0,0194	kW/(m ² K)	Parameter 4 für Gl. 5-3
temp. Rec. Inlet	290	°C	Receiver-Eintrittstemperatur
temp. Rec. Outlet	565	°C	Receiverauslasstemperatur
DP	21.03. - 12 Uhr	-	Design Point
ANOLH	120	MW	thermische Receiverleistung am DP
thermal	yes	-	Auswahl Receiverleistung

Zielpunktstrategie

In diesem Menüpunkt kann die Zielpunktstrategie für den Receiver ausgewählt und die daraus resultierende Strahlungsflussdichte-Verteilung angezeigt werden. Zur Auslegung der Verteilung wird der Punkt „automatic“ gewählt. Darin werden die Zielpunkte automatisch verteilt. Des Weiteren kann ein offset zur Mittelachse, sowie eine horizontale und vertikale Verschiebung der Zielpunkte angegeben werden. Die Eingabeparameter für den Menüpunkt „Multiaiming / Flux“ sind in nachfolgender Tabelle aufgeführt.

Tabelle 9: Eingabeparameter für den Menüpunkt "Multiaiming / Flux"

Bezeichnung	Wert	Einheit	Bedeutung
Aimpoint Strategy - automatic	yes	-	Auswahl der Zielpunktstrategie
offset	0	m	Offset zur Mittelachse
Z_hor	5	m	Horizontale Verschiebung
Z_vert	5	M	Vertikale Verschiebung

Aus HFLCAL kann nun eine Matrix der Flussdichte-Verteilung ausgegeben werden. Diese Matrix wird so eingestellt, dass die jeweilige Flussdichte über 16 Punkte über den Umfang und über 10 Punkte über der Höhe des Receivers angezeigt wird. Mit Hilfe dieser Matrix können anschließend die Temperaturen und die Strömungseigenschaften im Receiver bestimmt werden. Durch einen Klick auf den Button „Show

aimpoints“ kann die Verteilung der Zielpunkte angezeigt werden. Der Button „show flux“ lässt die Verteilung der Strahlungsflussdichte auf dem Ausgabefenster erscheinen. Als Zeitpunkt wird der Zeitschritt 48 gewählt (21.03. – 12 Uhr).

Optimierung / Kosten

Unter dem Menüpunkt „Optimisation / Cost“ kann die Berechnung der Wärmegestehungskosten durchgeführt werden. Neben der einfachen Kostenberechnung können verschiedene Methoden zur wirtschaftlichen Optimierung des Feldes ausgewählt werden. Für die vorliegende Untersuchungen wird zur Optimierung die Methode „combi (gen. alg + Powell)“ gewählt. In dieser Methode können verschiedene Feld- und Receiverparameter, sowie der Bereich und die Anzahl der Untersuchungsschritte pro Parameter angegeben werden. Da diese Kombination die Stärken des genetischen Algorithmus und der Powell-Methode kombiniert, stellt sie eine sehr erfolgreiche Methode dar, um die genauen Parameter des globalen Maximums zu finden. Pro ausgewählten Variationsparameter können 10 Berechnungsschritte verteilt werden. Die Verteilung kann dabei willkürlich gewählt werden. Lediglich die Summe der Berechnungsschritte muss der Gesamtanzahl der anzugebenden Berechnungsschritte entsprechen. Auf die Berechnungsparameter und die Berechnung der Wärmegestehungskosten wird im nachfolgenden Abschnitt 5.1.2 genauer eingegangen.

5.1.2 Berechnung der Wärmegestehungskosten

Die Berechnung der Wärmegestehungskosten erfolgt über den Menüpunkt „Optimisation / Cost“ im Simulationsprogramm HFLCAL. Durch einen Klick auf den Button „Cost Parameters“ kann das Berechnungsmodell und die verschiedenen Berechnungsparameter angegeben werden. Die Kostenberechnung wird in folgende sechs Teilkostenbereiche unterteilt:

- Heliostat Field
- Tower
- Receiver
- Land Cost
- Operation + Maintenance
- Annuity

Mit dem verwendeten Kostenmodell „16031“ werden die jeweiligen Kosten, wie nachfolgend beschrieben, berechnet.

Heliostatenfeld

Die Gesamtkosten des Heliostatenfeldes werden über einen Spiegelflächen-spezifischen Kostenwert (€/m²) und die gesamte Spiegelfläche berechnet:

$$K_{HF} = k_{HF} \cdot A_{HF} \quad (\text{ Gl. 5-5 })$$

Dabei ist

K_{HF}	Gesamtkosten Heliostatenfeld [€]
k_{HF}	Spez. Kosten pro Spiegelfläche [€/m²]
A_{HF}	Gesamte Spiegelfläche [m²]

Turm

Für die Berechnung der Turmkosten wird eine Turmkostenstudie für Solartürme nach Weinrebe et al. [36] zu Grunde gelegt. Diese Turmkostenstudie wird an ein Turmkostenmodell aus HFLCAL gefittet. Die gefittete Turmhöhenkorrelation hat eine Gültigkeitsbereich für Turmhöhen zwischen 150 und 350 m. Aus der Korrelation ergibt sich folgende Formel zur Berechnung der Turmkosten:

$$K_T = K1 + H1 \cdot ath^\alpha \quad (\text{ Gl. 5-6 })$$

Dabei ist

K_T	Gesamtkosten Turm [€]
$K1$	3 349 000 €
$H1$	1,919 €
ath	Turmhöhe [m]
α	2,727

Receiver

Die Berechnung der Receiverkosten erfolgt über die leistungsspezifischen Receiverkosten und die thermische Leistung des Receivers am Auslegungspunkt (ANOLH).

$$K_{Rec} = k_{Rec} \cdot \dot{Q}_{Rec} \quad (\text{ Gl. 5-7 })$$

Dabei ist

K_{Rec}	Gesamtkosten Receiver [€]
k_{Rec}	Spez. Receiverkosten [€/MW _{th}]
\dot{Q}_{Rec}	Therm. Receiverleistung am Auslegungspunkt [MW _{th}]

Landkosten

Die Kosten für die benötigte Landfläche errechnen sich aus den spezifischen Landkosten und der gesamten Landfläche für den Aufbau des Solarturmkraftwerkes.

$$K_L = k_L \cdot A_L \quad (\text{ Gl. 5-8 })$$

Dabei ist

K_L	Gesamtkosten Landfläche [€]
k_L	Spez. Landkosten [€/m ²]
A_L	Gesamte Landfläche [m ²]

Betrieb + Wartung

Die Kosten für den Betrieb und die Wartung des Solarturmkraftwerkes wird mit einem fixen Prozentsatz der Gesamtkosten der zu wartenden Bestandteile des Systems (Heliostaten, Turm und Receiver) angenommen.

Annuität

Für die Annuität der Kosten wird ein fester Zinssatz vorgegeben.

Zur Durchführung der Kostenrechnung werden in HLCAL im Menüpunkt „Optimisation / Cost“ → „Cost Parameters“ die in nachfolgender Tabelle aufgezeigten Berechnungsparameter zur Ermittlung der Wärmegestehungskosten angegeben. Für die spezifischen Kosten der Heliostaten werden Werte nach Kolb et. al [37] und Craig&Heath [38] mit dem aktuellen €/ \$-Wechselkurs verwendet. Dieser liegt bei 0,758 €/ \$ (Stand: 27.08.2014) [39].

Tabelle 10: Eingabeparameter für die Kostenberechnung in HFLCAL

Bezeichnung	Wert	Einheit	Quelle
cost based on reflective area	140	€/m ²	Gemittelter Wert nach [37] und [38]
Tower:			
K1	3 349 000	€	Aus Korrelation nach [36]
H1	1,919	€	Aus Korrelation nach [36]
α	2,727	-	Aus Korrelation nach [36]
Receiver1	125 000	€/MW _{th}	[38]
k_land	5	€/m ²	Annahme
k_OM	0,03	-	Annahme
ANU	0,0897	-	Annahme
Model code	16031	-	

Aus den sich dadurch ermittelten Gesamtkosten und der vom Receiver gelieferten Wärmemenge werden die Wärmegestehungskosten für das jeweilige Solarturmkraftwerk berechnet.

5.1.3 Feldoptimierung der Gemasolar-Anlage

Da für die Gemasolar-Anlage keine Daten bezüglich der Abstände der Heliostate zueinander im Feld ermittelt werden konnten, wird zur Nachbildung der Anlage eine Feldoptimierung durchgeführt. Für die Feldoptimierung wird die kombinierte Optimierungsmethode (combi (gen. alg + Powell)) verwendet. Es werden die Parameter „AR“, „BR“ und „USTART“ variiert. Die Variationsbereiche und die Anzahl der jeweiligen Variationsschritte sind in Tabelle 11 dargestellt. Die Abmessungen des Receivers, sowie die Turmhöhe und weitere Daten des Heliostatenfeldes bleiben durch diese Optimierung unverändert.

Tabelle 11: Variationsparameter für die Feldoptimierung der Gemasolar-Anlage

Variationsparameter	Wert von	Wert bis	Steps
AR	15	20	8
BR	0,0001	0,01	8
USTART	17,5	20	14

In der nachfolgenden Tabelle sind die entsprechenden Daten der ursprünglichen Anlage und die der Anlage nach der Feldoptimierung abgebildet. Des Weiteren werden die Anzahl der Heliostate und die resultierenden Wärmegestehungskosten miteinander verglichen (s. Tabelle 12).

Tabelle 12: Vergleich der ursprünglichen mit der feldoptimierten Gemasolar-Anlage

Parameter	Urspr. Annahme	Feldoptimierte Anlage
AR	15	15,08466
BR	0,001	0,013
USTART	18	19,73365
Heliostate	2 302	2 208
Wärmegestehungskosten [€/MWh]	22,40	22,29

Es zeigt sich, dass durch die Feldoptimierung der Gemasolar-Anlage die Anzahl der Heliostate um ca. 100 auf 2 208 Heliostate gesenkt werden konnte. Im Vergleich zur Realisierung der Gemasolar-Anlage (2 650 Heliostate) stellt sich eine geringere Anzahl an Heliostaten ein. Das kann mit der absorbierenden Fläche des Receivers zusammenhängen. In der HFLCAL-Berechnung entspricht die absorbierende Fläche der gesamten Mantelfläche des Receivers, bei der Gemasolar-Anlage ist diese Fläche geringer, da zwischen den einzelnen Absorberrohren ein Abstand ist. Dieser Abstand kann in der HFLCAL-Simulation nicht erfasst werden. Die Wärmegestehungskosten konnten ebenfalls gesenkt werden. Sie betragen nun 22,29 €/MWh_{th}.

Eine Darstellung der Felddarstellung ist Abbildung 16 zu entnehmen. Neben der Anordnung der Heliostate sind die Gesamtwirkungsgrade der einzelnen Heliostate, die

sich aus den in Abschnitt 3.1.1 beschriebenen Wirkungsgraden zusammensetzen, im Jahresmittel aufgezeigt. Es zeigt sich, dass die Wirkungsgrade der Heliostate nördlich vom Turm höher sind als auf der Südseite. Die höchsten Jahresmittelwirkungsgrade ergeben sich für die Heliostate in der Mitte des nördlichen Feldes. In diesem Bereich sind aufgrund des größeren Abstandes zwischen den Heliostaten die Verschattungs- und Blockingverluste gering. Die Lage der Heliostaten auf der Nordseite des Turmes begünstigt den Kosinuswirkungsgrad dieser Heliostaten. Grundsätzlich wird deutlich, dass der Wirkungsgrad der Heliostaten mit steigendem Abstand zum Turm, aufgrund der steigenden atmosphärischen und Spillage-Verlusten abnimmt. Die Heliostaten südlich vom Turm weisen grundsätzlich schlechtere Jahresmittelwirkungsgrade auf. Das hängt vorwiegend mit dem in dieser Region geringen Kosinuswirkungsgraden der Heliostaten zusammen.

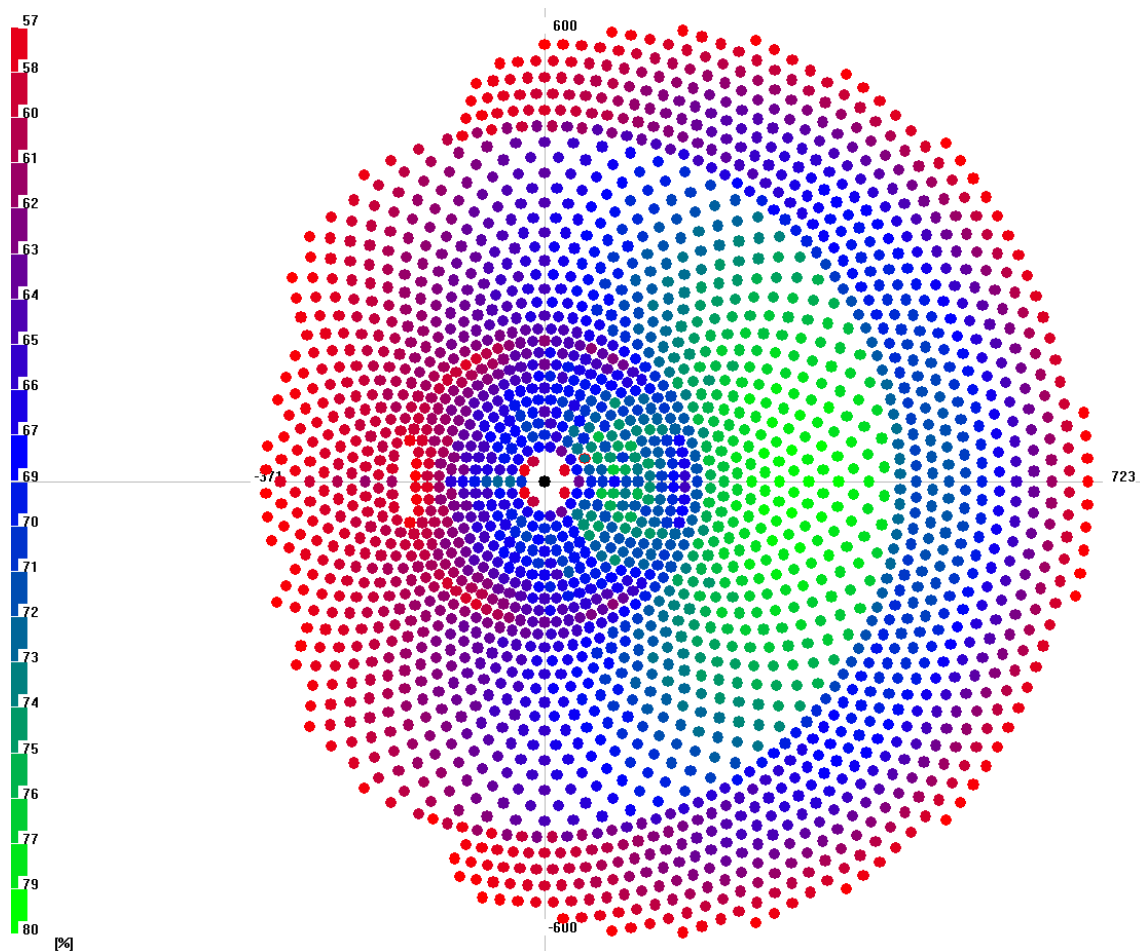


Abbildung 16: Darstellung der Heliostatenwirkungsgrade im Jahresmittel und der Feldauslegung der Feldoptimierten Gemasolar-Anlage aus HFLCAL

Für nachfolgende Untersuchungen werden die Daten für die feldoptimierte Gemasolar-Anlage verwendet.

5.1.4 Bestimmung des Receiveraufbaus für die Gemasolar-Anlage

Für die möglichst genaue Nachbildung des Receivers der Gemasolar-Anlage werden die Daten des verwendeten Receivers recherchiert. Es kommt ein außenliegender Rohrreceiver zum Einsatz. Dieser ist laut Lata [40] aus 16 Modulen aufgebaut.

Bei den einzelnen Rohren des Receivers handelt es sich um nahtlose Rohre aus der korrosionsfesten Nickel-Chrom-Legierung 625. Sie haben einen Außendurchmesser von 25 mm [41].

Aus einer Studie, die den optimalen Rohrdurchmesser für die Gemasolar-Anlage untersucht hat, können folgende Ergebnisse erzielt werden. Es wird angegeben, dass für einen Rohraußendurchmesser von 25 mm 64 Rohre pro Modul verwendet werden [40]. Unter der Annahme, dass der Außendurchmesser des gesamten Receivers 8,89 m beträgt, kann der Abstand zwischen den einzelnen Rohren bestimmt werden (Gl. 5-9):

$$z_R = \frac{\frac{D_{\text{Rec}} \cdot \pi}{a_M}}{a_R} - d_a \quad (\text{ Gl. 5-9 })$$

Dabei ist

z_R	Abstand zwischen den Rohren
a_M	Anzahl der Module
d_a	Außendurchmesser Receiverrohr
a_R	Anzahl Receiverrohre pro Modul

Bestimmung der Modulverschaltung im Receiver

Zur Bestimmung der Modulverschaltung des Receivers wird zunächst der benötigte Massenstrom durch den Receiver bestimmt. Dieser kann über die thermische Leistung des Receivers und den Stoffeigenschaften des Flusssignals nach Gl. 4-1 berechnet werden.

Wird von einer Salz-Eintrittstemperatur von 290 °C, einer Austrittstemperatur von 565 °C und einem spezifischen Wärmeübergangskoeffizienten bei der mittleren Salzttemperatur (427,5 °C) von $\bar{c}_p = 1516,5 \text{ J/(kg K)}$ ausgegangen, ergibt sich ein resultierender Massenstrom von etwa 288 kg/s. Aus Lata [40] ist ersichtlich, dass der Massenstrom durch jedes Modul, mit 144,5 kg/s, die Hälfte des errechneten Massenstroms entspricht. Aus diesen Daten kann geschlossen werden, dass der Receiver parallel durch zwei Modulstränge aus je 8 Modulen durchströmt wird. Bei der Verschaltung der Module wird davon ausgegangen, dass diese ähnlich wie im Projekt

SolarTwo umgesetzt wurde. Nach Christian & Ho [42] wird der Fluidstrom im Receiver in zwei Ströme aufgeteilt. Dabei fließt das Flüssigsalz auf der einen Seite des Receivers durch vier Module des Stranges und anschließend zur gegenüberliegenden Seite des Receivers durch die restlichen 4 Module des Stranges. Dies soll dem Wärmeausgleich des Flüssigsalzes im Receiver gewährleisten [13]. Die Module jedes Stranges werden jeweils immer abwechselnd von unten und von oben durchströmt. Der Fluidein- und austritt befindet sich dabei jeweils am unteren Ende des Receivers. Eine Skizze der Modulverschaltung des Receivers ist in nachfolgender Abbildung aufgezeigt.

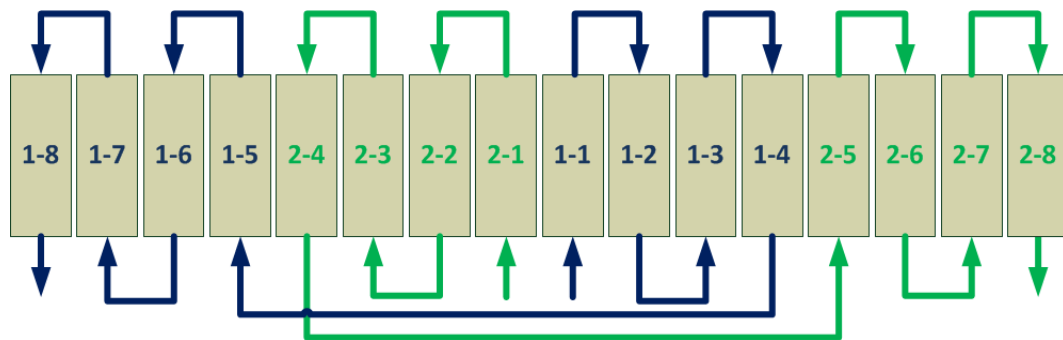


Abbildung 17: Skizze der Modulverschaltung des Gemasolar-Receivers

5.1.5 Berechnung der Fluideigenschaften

Für die spätere Nachbildung und Simulation des Receivers in ANSYS müssen die Temperaturen, sowie die Wärmeübergangskoeffizienten des Flüssigsalzes verteilt über der Receiverfläche berechnet werden. Da der Receiver aus 16 Modulen besteht, erfolgt die Aufteilung der Strahlungsflussdichte über 16 Punkte über dem Receiverumfang. Zusätzlich werden die einzelnen Module in 10 Elemente über der Receiverhöhe aufgeteilt.

In den nachfolgenden Abschnitten wird beschrieben, wie die Fluidtemperaturen, sowie die Wärmeübergangskoeffizienten des Salzes für die einzelnen Punkte am Receiver berechnet werden.

5.1.5.1 Berechnung der Fluidtemperaturen

Die übertragene Wärmeleistung an jedem Abschnitt des Moduls wird vereinfacht über die gesamte thermische Leistung des Receivers und der Anzahl der Modulabschnitte berechnet. Mit einer thermischen Receiverleistung von $120 \text{ MW}_{\text{th}}$ ergibt sich pro Modulabschnitt die übertragene Wärmeleistung (vgl. Gl. 5-10).

$$\dot{Q}_{i,j} = \frac{\dot{Q}_{\text{Rec}}}{a_{\text{Ma}}} \quad (\text{Gl. 5-10})$$

Dabei ist

i	Höhenabschnitt ($i=[1 \dots 10]$)
j	Modul ($j=[1 \dots 16]$)
$\dot{Q}_{i,j}$	Übertragene Wärmeleistung je Modulabschnitt [W]
\dot{Q}_{Rec}	Thermische Receiverleistung [W]
a_{Ma}	Anzahl der Modulabschnitte

Über die übertragene Wärmeleistung pro Modulabschnitt kann nun die Fluidtemperatur im entsprechenden Modulabschnitt bestimmt werden.

$$\vartheta_{i,j} = \vartheta_{i-1,j} + \frac{\dot{Q}_{i,j}}{\dot{m} \cdot c_{p \ i-1,j}} \quad (\text{Gl. 5-11})$$

Dabei ist

$\vartheta_{i,j}$	Fluidtemperatur im entspr. Modulabschnitt [°C]
$\vartheta_{i-1,j}$	Fluidtemperatur im vorherigen Modulabschnitt [°C]
$c_{p \ i-1,j}$	Spezifische Wärmekapazität des Fluids im vorherigen Modulabschnitt [J/(kg K)]

Für den ersten Modulabschnitt jedes Stranges werden die Fluideigenschaften des Flüssigsalzes bei einer Temperatur von 290 °C verwendet. Die spezifische Wärmekapazität wird nach der in Tabelle 1, Seite 18, angegebenen Formel berechnet. Durch die Verwendung der spezifischen Wärmekapazität des Flüssigsalzes mit der Temperatur des vorherigen Modulabschnittes entsteht eine Ungenauigkeit in der Berechnung, die aber aufgrund einer Abweichung von lediglich 0,04 % zu vernachlässigen ist.

5.1.5.2 Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten

Neben der Fluidtemperatur wird ebenfalls der Wärmeübergangskoeffizient des Fluids an den verschiedenen Stellen des Receivers benötigt.

Für diese Berechnung muss zunächst die Dichte des Fluides in den entsprechenden Modulabschnitten ermittelt werden. Dies geschieht mit der in Tabelle 1, Seite 18, angegebenen Formel. Über die Dichte kann mit nachstehender Formel der Volumenstrom für den jeweiligen Modulabschnitt berechnet werden.

$$\dot{V}_{i,j} = \frac{\dot{m}}{\rho_{i,j}} \quad (\text{Gl. 5-12})$$

Anschließend muss die Strömungsgeschwindigkeit des Fluides für jeden Modulabschnitt ermittelt werden. Dazu wird zunächst die durchströmte Fläche pro Modul betrachtet. HFLCAL berechnet die resultierende Strahlungsflussdichte so, dass die gesamte Außenfläche des Receivers zur Übertragung der thermischen Leistung beiträgt. Deshalb werden die einzelnen Rohre des Receivers zur Berechnung der durchströmten Fläche ohne Abstand zueinander angeordnet. Die bestrahlte Fläche des Receivers entspricht somit der Summe der projizierten Fläche aller Rohre. Die Berechnung der Anzahl der Rohre, sowie die durchströmte Fläche pro Modul erfolgt nach folgenden Gleichungen. Für die Wandstärke der Absorberrohre wird angenommen, dass diese 1,4 mm beträgt. Laut Fine Tubes [43] ist dies die minimale Wandstärke, die für die entsprechenden Rohre ohne Sonderanfertigung hergestellt werden können.

$$a_{R,j} = \frac{\frac{D_{\text{Rec}} \cdot \pi}{a_j}}{d_a} \quad (\text{Gl. 5-13})$$

$$A_j = a_{R,j} \cdot \pi \cdot \frac{d_i^2}{4} \quad (\text{Gl. 5-14})$$

Dabei ist

$a_{R,j}$	Anzahl der Rohre pro Modul
A_j	Durchströmte Fläche pro Modul [m ²]
d_i	Rohrinnendurchmesser [m]

Die resultierende Geschwindigkeit pro Modulabschnitt ergibt sich zu:

$$v_{i,j} = \frac{\dot{V}_{i,j}}{A_j} \quad (\text{Gl. 5-15})$$

Nun kann für jeden Modulabschnitt die dynamische Viskosität des Flüssigsalzes bestimmt werden. Die Gleichung zur Berechnung dieses Wertes ist in Tabelle 1, Seite 18, gegeben.

Im nächsten Schritt muss die Reynoldszahl für jeden Modulabschnitt berechnet werden. Diese wird nach Gl. 5-16 berechnet.

Zur Berechnung der Nusselt-Zahl wird die Prandtl-Zahl benötigt. Diese wird für jeden Modulabschnitt über die dynamische Viskosität, die spezifische Wärmekapazität und die Wärmeleitfähigkeit des Flüssigsalzes bei der entsprechenden Temperatur des

Modulabschnittes berechnet. Die Berechnungsformeln hierzu sind in Tabelle 1, Seite 18, dargestellt. Die Prandtl-Zahl berechnet sich für jeden Modulabschnitt wie in Gl. 5-17 aufgezeigt.

Für die Berechnung der Nusselt-Zahl wird die Nusselt-Korrelation für eine voll ausgebildete turbulente Strömung nach Gnielinski [44] verwendet. Sie ist für Reynoldszahlen zwischen 10^4 und 10^6 , sowie für Prandtl-Zahlen zwischen 0,1 und 1000 gültig. Das Verhältnis des Rohrrinnendurchmessers zur Rohrlänge muss ≤ 1 sein [44]. Die Nusselt-Zahl wird für jeden Modulabschnitt wie in Gl. 5-18 angegeben berechnet.

Der Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{i,j}$ für das Flüssigsalz in den Absorberrohren kann nun für jeden Modulabschnitt über die Nusselt-Zahl berechnet werden (Gl. 5-21).

$$Re_{i,j} = \frac{\rho_{i,j} \cdot v_{i,j} \cdot d_i}{\eta_{i,j}} \quad (\text{Gl. 5-16})$$

$$Pr_{i,j} = \frac{\eta_{i,j} \cdot cp_{i,j}}{\lambda_{i,j}} \quad (\text{Gl. 5-17})$$

$$Nu_{i,j} = \frac{\left(\xi_{i,j}/8\right) \cdot Re_{i,j} \cdot Pr_{i,j}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\xi_{i,j}/8} \cdot \left(Pr_{i,j}^{2/3} - 1\right)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{l}\right)^{2/3}\right] \quad (\text{Gl. 5-18})$$

mit

$$\xi_{i,j} = (1,8 \cdot \log_{10} \cdot Re_{i,j} - 1,5)^{-2} \quad (\text{Gl. 5-19})$$

$$Nu_{i,j} = \frac{\alpha_{i,j} \cdot d_i}{\lambda_{i,j}} \quad (\text{Gl. 5-20})$$

$$\alpha_{i,j} = \frac{Nu_{i,j} \cdot \lambda_{i,j}}{d_i} \quad (\text{Gl. 5-21})$$

Dabei ist

$\rho_{i,j}$	Dichte des Fluids im jeweiligen Modulabschnitt [kg/m ³]
$\eta_{i,j}$	Dyn. Viskosität des Fluids im jeweiligen Modulabschnitt [kg/(m s)]
$\lambda_{i,j}$	Spez. Wärmeleitfähigkeit des Fluids im jeweiligen Modulabschnitt [W/(m K)]

5.1.6 Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten für die konvektiven Verluste durch die Umgebungsluft

Die Berechnung für den mittleren Wärmeübergangskoeffizienten für einen zylindrischen externen Solarturm-Receiver erfolgt nach der in Siebers & Kraabel [45] angegebenen Vorgehensweise.

Die Berechnung beinhaltet nachfolgende Schritte.

Berechnung der Windgeschwindigkeit in Receiverhöhe

Zur Bestimmung der Windgeschwindigkeit in Receiverhöhe muss die am Standort in Referenzhöhe (10 m) herrschende Windgeschwindigkeit auf die Receiverhöhe umgerechnet werden. Dafür wird eine Formel nach Christian & Ho [42] verwendet:

$$v_x = v_r \cdot \left(\frac{z_x}{z_r} \right)^\alpha \quad (\text{Gl. 5-22})$$

Dabei ist

v_x	Windgeschwindigkeit in Receiverhöhe [m/s]
v_r	Windgeschwindigkeit in Referenzhöhe [m/s]
z_x	Receiverhöhe [m]
z_r	Referenzhöhe [m]
α	Geländefaktor (0,143)

Für den Geländefaktor α wird nach Christian & Ho [42] ein Wert von 0,143 verwendet. Dieser Wert ist laut den Autoren für flaches Land verwendbar.

Berechnung der Reynoldszahl

Die Reynoldszahl muss für die, in der Höhe des Receivermittelpunkts geltende, Windgeschwindigkeit berechnet werden. Die Stoffwerte der Luft werden für die angenommene Umgebungstemperatur verwendet.

$$Re = \frac{\rho_L \cdot v_x \cdot D_{\text{Rec}}}{\nu_L} \quad (\text{Gl. 5-23})$$

Dabei ist

ρ_L	Dichte Luft [kg/m³]
D_{Rec}	Äußerer Receiverdurchmesser [m]
ν_L	Kinematische Viskosität Luft [m²/s]

Berechnung des Rauigkeitsfaktors

Die Berechnung des Rauigkeitsfaktors r der Receiveroberfläche erfolgt über die Rauheitslänge k_S und den Durchmesser des gesamten Receivers nach Christian & Ho [42]. Die Autoren empfehlen, zur Annäherung an k_S den Radius eines einzelnen Receiverrohrs zu verwenden. Diese Annahme wird meistens zu einem etwas höheren Wert für k_S führen. Dies geht mit einer etwas höheren Abschätzung des Rauigkeitseffekts auf den Wärmeübergangskoeffizienten einher [45].

$$r = \frac{k_S}{D_{\text{Rec}}} \quad (\text{Gl. 5-24})$$

Berechnung der Nusselt-Zahl für erzwungene Konvektion

Zur Berechnung der Nusselt-Zahl für die erzwungene Konvektion werden die empfohlenen Nusselt-Korrelationen nach Siebers & Kraabel [45] verwendet. Es erfolgt eine Unterteilung der Korrelationen nach verschiedenen Rauigkeitsfaktoren und nach verschiedenen Geltungsbereichen für die Reynoldszahl (Gl. 5-25 - Gl. 5-31). Wird ein Rauigkeitsfaktor ermittelt, der keinem der angegebenen Werte entspricht, so müssen die Werte für die Nusselt-Zahl nach Gl. 5-31 interpoliert werden.

$k_S/D = 0,0$ (glatter Zylinder)

$$(\text{alle Re}) \quad Nu_E = 0,3 + 0,488 \cdot Re^{0,5} \cdot \left(1,0 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{0,625} \right)^{0,8} \quad (\text{Gl. 5-25})$$

$k_S/D=75 \cdot 10^{-5}$

($Re \leq 7,0 \cdot 10^5$) Korrelation für glatten Zylinder verwenden (Gl. 5-25)

$$(7,0 \cdot 10^5 < Re < 2,2 \cdot 10^7) \quad Nu_E = 2,57 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{0,98} \quad (\text{Gl. 5-26})$$

$$(Re \geq 2,2 \cdot 10^7) \quad Nu_E = 0,0455 \cdot Re^{0,81} \quad (\text{Gl. 5-27})$$

$k_S/D=300 \cdot 10^{-5}$

($Re \leq 1,8 \cdot 10^5$) Korrelation für glatten Zylinder verwenden (Gl. 5-25)

$$(1,8 \cdot 10^5 < Re < 4,0 \cdot 10^6) \quad Nu_E = 0,0135 \cdot Re^{0,89} \quad (\text{Gl. 5-28})$$

$$(Re \geq 4,0 \cdot 10^6) \quad Nu_E = 0,0455 \cdot Re^{0,81} \quad (\text{Gl. 5-29})$$

$$\underline{k_s/D=900 \cdot 10^{-5}}$$

($Re \leq 1,0 \cdot 10^5$) Korrelation für glatten Zylinder verwenden (Gl. 5-25)

($Re > 1,0 \cdot 10^5$)
$$Nu_E = 0,0455 \cdot Re^{0,81} \quad (Gl. 5-30)$$

Für die Interpolation gilt:

$$Nu_E = \frac{\left(\frac{k_s}{D}\right)_e - \left(\frac{k_s}{D}\right)_u}{\left(\frac{k_s}{D}\right)_o - \left(\frac{k_s}{D}\right)_u} \cdot Nu_{E,o} + \frac{\left(\frac{k_s}{D}\right)_o - \left(\frac{k_s}{D}\right)_e}{\left(\frac{k_s}{D}\right)_o - \left(\frac{k_s}{D}\right)_u} \cdot Nu_{E,u} \quad (Gl. 5-31)$$

Dabei ist

Nu_E	Nusselt-Zahl für die erzwungene Konvektion [-]
$\left(\frac{k_s}{D}\right)_e$	Errechneter Rauigkeitsfaktor
$\left(\frac{k_s}{D}\right)_u$	Unterer Rauigkeitsfaktor
$\left(\frac{k_s}{D}\right)_o$	Oberer Rauigkeitsfaktor
$Nu_{E,u}$	Untere Nusselt-Korrelation
$Nu_{E,o}$	Obere Nusselt-Korrelation

Berechnung der Nusselt-Zahl für freie Konvektion

Die Berechnung der Nusselt-Zahl für die freie Konvektion am Receiver erfolgt nach der in Siebers & Kraabel [45] angegebenen Korrelation zu:

$$Nu_F = 0,098 \cdot Gr^{1/3} \cdot \left(\frac{T_W}{T_{amb}}\right)^{-0,14} \quad (Gl. 5-32)$$

Der Wert für die Grashof-Zahl (Gr) wird nach der allgemeinen Gleichung bestimmt:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_W - T_{amb}) \cdot H_R^3}{\nu_L^2} \quad (Gl. 5-33)$$

Dabei ist

Nu_F	Nusselt-Zahl für die freie Konvektion [-]
Gr	Grashof-Zahl [-]
T_W	Durchschnittliche Receiverwandtemperatur [K]

g	Erdbeschleunigung [m/s ²]
β	Wärmeausdehnungskoeffizient (1/T _{amb}) [1/K]
H_R	Receiverhöhe

Berechnung der mittleren Wärmeübergangskoeffizienten

Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient wird mit Gl. 5-21 berechnet. Dabei ist $\bar{\alpha}_{fK,g}$ der mittlere Wärmeübergangskoeffizient durch freie Konvektion auf glatter Oberfläche, D_R der Außendurchmesser des Receivers und λ_L die Wärmeleitfähigkeit der Luft bei Umgebungstemperatur.

Da bei der Nusselt-Zahl der freien Konvektion keine Rauheit der Absorberrohre berücksichtigt werden kann, empfehlen Siebers & Kraabel [45] die Einberechnung eines Rauheitsfaktors. Dabei wird der Faktor $\pi/2$ empfohlen. Dieser entspricht dem Verhältnis der Gesamtrippenfläche zur Umfangsfläche des Receiveroberfläche (Gl. 5-34).

$$\bar{\alpha}_{fK,r} = \left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot \bar{\alpha}_{fK,g} \quad (\text{Gl. 5-34})$$

Dabei ist

$\bar{\alpha}_{fK,r}$	Mittlerer Wärmeübergangskoeffizient durch freie Konvektion auf rauher Oberfläche
-----------------------	--

Um nun den gesamten mittleren Wärmeübergangskoeffizienten durch Konvektion zu berechnen, wird eine Gewichtung von erzwungener und freier Konvektion verwendet. Die Berechnung dazu wird nach Sieber & Kraabel [45] in nachfolgender Gleichung beschrieben. Dabei wird für den Faktor a und für den Fall eines externen rundum-Receivers ein Wert von 3,2 empfohlen.

$$\bar{\alpha}_{ges} = (\bar{\alpha}_{eK}^a + \bar{\alpha}_{fK}^a)^{1/a} \quad (\text{Gl. 5-35})$$

Dabei ist

$\bar{\alpha}_{ges}$	Gesamter mittlerer Wärmeübergangskoeffizient durch Konvektion
a	Gewichtungsfaktor (3,2)

6 Optimierungsansätze

Neben der Optimierung des Heliostatenfeldes, der Höhe des Turmes und der Receiverabmessungen mit HFLCAL werden auch Optimierungspotenziale im Receiveraufbau erarbeitet. Dabei wird zunächst der Einfluss des Rohrdurchmessers untersucht. Darüber hinaus wird der Druckverlust für verschiedene thermische Leistungen des Receivers betrachtet.

6.1 Untersuchung des optimalen Rohrdurchmessers

Rohrreceiver für Solarturmkraftwerke können mit verschiedenen Rohrdurchmessern ausgeführt werden. Nun soll untersucht werden, welcher Rohrdurchmesser für die Anwendung in einem Turmreceiver hinsichtlich der Thermodynamik und der Kosten am besten geeignet ist. Dazu werden zunächst die Abmessungen der untersuchten Rohre und die Randbedingung der Untersuchung festgelegt. Anschließend wird unter Berücksichtigung des Druckverlustes und der damit auftretenden parasitären Verluste der Wirkungsgrad jedes untersuchten Rohrs bestimmt.

Es werden jeweils nur einzelne, alleinstehende Rohre untersucht. Für die Untersuchung wird der Außendurchmesser der Rohre zwischen 10 und 40 mm jeweils in 2 mm Schritten variiert. Die Wandstärke der einzelnen Rohre wird entsprechend der jeweiligen minimalen Wandstärke aus den Daten des Rohrherstellers Fine Tubes für nahtlose Rohre der korrosionsfesten Nickel-Chrom-Legierung 625 angenommen [43]. Es ergeben sich die in Tabelle 13 gelisteten Wandstärken.

Tabelle 13: Rohraußendurchmesser und zugehörige Wandstärke für die Untersuchung des optimalen Rohrdurchmessers

Parameter	Werte					
Außendurchmesser [mm]	10-12	14-16	18	20-22	24	26-40
Wandstärke [mm]	0,8	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4

Für die Durchführung der Berechnungen werden vereinfachte, bzw. mittlere Werte für die Randbedingungen angenommen. Als Wärmeträgermedium wird das in Abschnitt 3.2 beschriebene Solar Salt verwendet. Die Rohrlänge, sowie der Absorptions- und Emissionskoeffizient des Rohres werden in Anlehnung an die Gemasolar-Anlage bestimmt [37]. Die gewählten Randbedingungen, bzw. die errechneten Fluideigenschaften sind in nachfolgender Tabelle 14 dargestellt. Die Fluidein- bzw. austrittstemperatur wird zu 400 bzw. 450 °C gewählt. Die Umgebungstemperatur wird mit 25 °C angenommen.

Tabelle 14: Übersicht der Randbedingungen zur Berechnung des optimalen Rohrdurchmessers

Bezeichnung	Wert	Einheit
Rohreintrittstemperatur	400	°C
Rohraustrittstemperatur	450	°C
Mittlere Fluidtemp.	425	°C
Umgebungstemperatur	25	°C
Absorptionskoeffizient	0,95	-
Emissionskoeffizient	0,88	-
Wärmeübergangskoeffizient Konvektion α_{konv}	10	W/(m ² K)
Rohrlänge l_R	12	m
Mittlere spez. Wärmekapazität Fluid $\bar{c}_{p,fl}$	1516,1	J/(kg K)
Mittlere Fluidichte $\bar{\rho}$	1819,7	kg/m ³
Wärmeleitfähigkeit Rohr λ_R	20	W/(m K)
Rohrreibungszahl λ	0,04	-
Mittlere dyn. Viskosität Fluid ν_{fl}	0,0017289	kg/(m s)
Mittlere Wärmeleitfähigkeit Fluid λ_{fl}	0,0349648	W/(m K)
Pumpenwirkungsgrad η_P	0,8	-

Die Berechnung für die Strömungseigenschaften und den Wärmeübergangskoeffizienten des Flüssigsalzes im jeweilig untersuchten Rohr erfolgt nach denselben Berechnungsschritten wie in Abschnitt 5.1.5.2 beschrieben.

Für die bestrahlte Fläche jedes Rohres wird davon ausgegangen, dass nur eine Seite des Rohrs bestrahlt wird. Die bestrahlte Rohraußenfläche entspricht folglich der Hälfte der gesamten Rohraußenwandfläche. Neben den Strömungseigenschaften des Fluids müssen noch die Verluste berechnet werden. Dazu werden zunächst der Druckverlust und die daraus resultierende benötigte Pumpenleistung berechnet. Anschließend müssen die am Rohr auftretenden thermischen Verluste berechnet werden (Reflexions-, Abstrahlungs-, Konvektionsverluste).

Die benötigte Pumpenleistung zur Bestimmung der parasitären Verluste jedes einzelnen Rohrdurchmessers wird über den Druckverlust bestimmt. Der Druckverlust für jedes Rohr errechnet sich nach Gl. 4-3.

Die benötigte Pumpenleistung kann nun über den Druckverlust, den Volumenstrom und den Wirkungsgrad der Pumpe bestimmt werden:

$$P_P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p_v}{\eta_P} \quad (\text{ Gl. 6-1 })$$

Die am Rohr auftretenden thermischen Verluste werden wie nachfolgend beschrieben berechnet.

Reflexionsverluste

Die am Rohr auftretenden Reflexionsverluste errechnen sich über den Absorptionskoeffizient und der thermischen Leistung des Rohrs:

$$\dot{Q}_{\text{refl}} = (1 - \alpha_{\text{abs}}) \cdot \dot{Q}_{\text{th}} \quad (\text{ Gl. 6-2 })$$

Abstrahlungsverluste

Zur Berechnung der Abstrahlungsverluste muss zunächst die Rohraußenwandtemperatur bestimmt werden. Diese errechnet sich über die Rohrrinnenwandtemperatur und über die Wärmeleitung durch das Rohr. Die Rohrrinnenwandtemperatur berechnet sich aus der Gleichung für die Wärmeübertragung mittels Konvektion im Rohrrinnen zu:

$$\dot{Q}_{\text{th}} = \alpha_{\text{fl}} \cdot A_{\text{i}} \cdot (\vartheta_{\text{i}} - \vartheta_{\text{fl}}) \quad (\text{ Gl. 6-3 })$$

$$\vartheta_{\text{i}} = \frac{\dot{Q}_{\text{th}}}{\alpha \cdot A_{\text{i}}} + \vartheta_{\text{fl}} \quad (\text{ Gl. 6-4 })$$

Über die Wärmeleitung im Rohr kann nun die Rohraußenwandtemperatur bestimmt werden:

$$\dot{Q}_{\text{L}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot H \cdot \lambda \cdot (\vartheta_{\text{a}} - \vartheta_{\text{i}})}{\ln\left(\frac{d_{\text{a}}}{d_{\text{i}}}\right)} \quad (\text{ Gl. 6-5 })$$

$$\vartheta_{\text{a}} = \frac{\dot{Q}_{\text{L}} \cdot \ln\left(\frac{d_{\text{a}}}{d_{\text{i}}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot H \cdot \lambda} + \vartheta_{\text{i}} \quad (\text{ Gl. 6-6 })$$

Nun können die Abstrahlungsverluste mit nachfolgender Gleichung berechnet werden:

$$\dot{Q}_{\text{abstr}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{\text{a}} \cdot (T_{\text{a}}^4 - T_{\text{amb}}^4) \quad (\text{ Gl. 6-7 })$$

Zur Berechnung der Abstrahlungsverluste wird die gesamte äußere Rohrfläche verwendet.

Konvektionsverluste

Die Konvektionsverluste für jedes Rohr errechnen sich durch den Wärmeübergangskoeffizienten der Luft und der Umgebungstemperatur wie folgt:

$$\dot{Q}_{\text{konv}} = \alpha_{\text{konv}} \cdot A_a \cdot (\vartheta_a - \vartheta_{\text{amb}}) \quad (\text{Gl. 6-8})$$

Die Rohre werden jeweils bei der gleichen Einstrahlungsleistung miteinander verglichen. Dazu muss zunächst die, auf das Rohr treffende resultierende, Strahlungsflussdichte berechnet werden. Diese berechnet sich über die Summe der thermischen Leistung des Rohrs und der thermischen Verluste durch die bestrahlte Fläche. Daher folgt für die resultierende Strahlungsflussdichte:

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}_{\text{th}} + \dot{Q}_{\text{refl}} + \dot{Q}_{\text{abstr}} + \dot{Q}_{\text{konv}}}{\frac{A_a}{2}} \quad (\text{Gl. 6-9})$$

Die Einstrahlungsleistung auf das jeweilige Rohr ergibt sich zu:

$$\dot{Q}_{\text{ein}} = \dot{q} \cdot \frac{A_a}{2} \quad (\text{Gl. 6-10})$$

Die thermische Leistung jedes einzelnen Rohrs (\dot{Q}_{th}) wird für die jeweiligen Rohre und Untersuchungen so angepasst, dass die resultierende Strahlungsflussdichte einen vorher festgelegten Wert annimmt.

Um nun die einzelnen Rohre miteinander vergleichen zu können, wird ein Vergleichsgrad (VG) eingeführt. Dieser Vergleichsgrad errechnet sich aus dem Verhältnis der elektrischen Ausgangsleistung zu der Summe aus der Einstrahlungsleistung und der Pumpenleistung. Der Wirkungsgrad der Stromerzeugung wird zu 40 % angenommen:

$$VG = \frac{0,4 \cdot \dot{Q}_{\text{th}}}{\dot{Q}_{\text{ein}} + P_p} \quad (\text{Gl. 6-11})$$

Je höher der Vergleichsgrad, desto höher ist das Verhältnis aus Nutzen und Aufwand und desto eher ist das Rohr für die aktuell untersuchte Einstrahlungsleistung zu verwenden.

Bei der Verwendung der Ergebnisse ist darauf zu achten, dass lediglich ein Rohr betrachtet wird. Ein vorhandener Strahlungsaustausch zwischen einzelnen Rohren ei-

nes Moduls wird in vorliegender Untersuchung nicht berücksichtigt. Es wird über die gesamte Rohrlänge eine konstante Strahlungsflussdichte angenommen.

In einer Parameterstudie wird die resultierende Strahlungsflussdichte zwischen 400 und 1 200 kW/m² variiert. Die Schrittweite beträgt 100 kW/m².

Abbildung 18 zeigt die resultierenden Vergleichsgrade in Abhängigkeit des Rohrinne-ndurchmessers und der verschiedenen Strahlungsflussdichten.

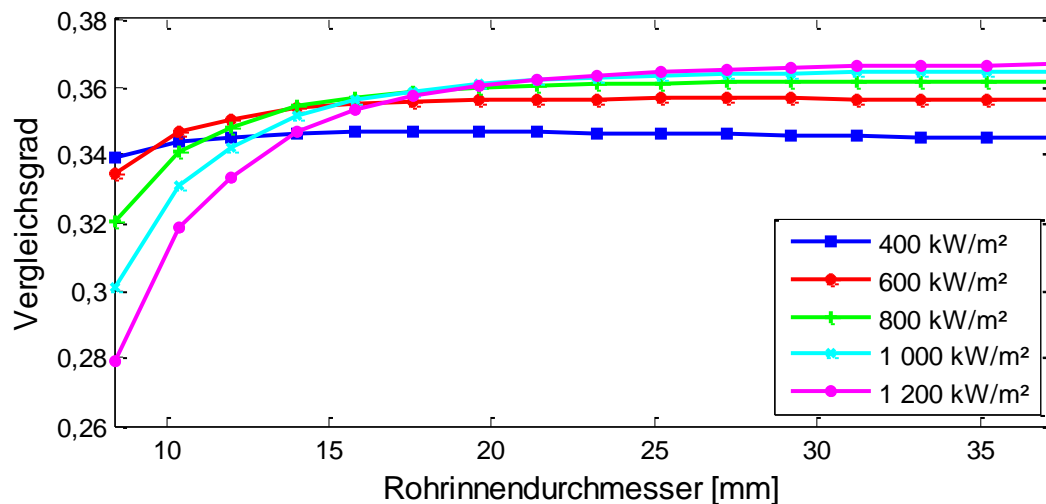


Abbildung 18: Vergleichsgrade über dem Rohrinnendurchmesser für verschiedene Strahlungsflussdichten

Für alle Strahlungsflussdichten nimmt der Wert für den Vergleichsgrad bei steigenden Rohrinnendurchmessern zu. Bei hoher Strahlungsflussdichte ist zu erkennen, dass sich für geringe Rohrinnendurchmesser wesentlich niedrigere Vergleichsgrade einstellen als für größere Rohrinnendurchmesser. Das liegt vorwiegend am höheren Druckverlust im Rohr und der damit verbundenen höheren Pumpenleistung. Durch die höhere Geschwindigkeit in dünneren Rohren stellt sich ein hoher Druckverlust ein. Bei größeren Innendurchmessern ist der Druckverlust vergleichsweise gering.

Um einen optimalen Durchmesser für die Untersuchung festzustellen, werden die Werte der Vergleichsgrade für den jeweiligen Rohrdurchmesser und die jeweilige Einstrahlungsflussdichte im relevanten Bereich (400–1 200 kW/m²) aufsummiert. Des Weiteren wurden die Kosten für das jeweilige Rohr über eine einfache Kostenfunktion mit 50 €/kg abgeschätzt. Mit Hilfe der Dichte des Absorbermaterials (8 420 kg/m³) werden die Materialkosten für das jeweilige Rohr ermittelt. Der Verlauf der aufsummierten Vergleichswerte und der Materialkosten für das Absorberrohr über dem Rohrinnendurchmesser ist in Abbildung 19 dargestellt.

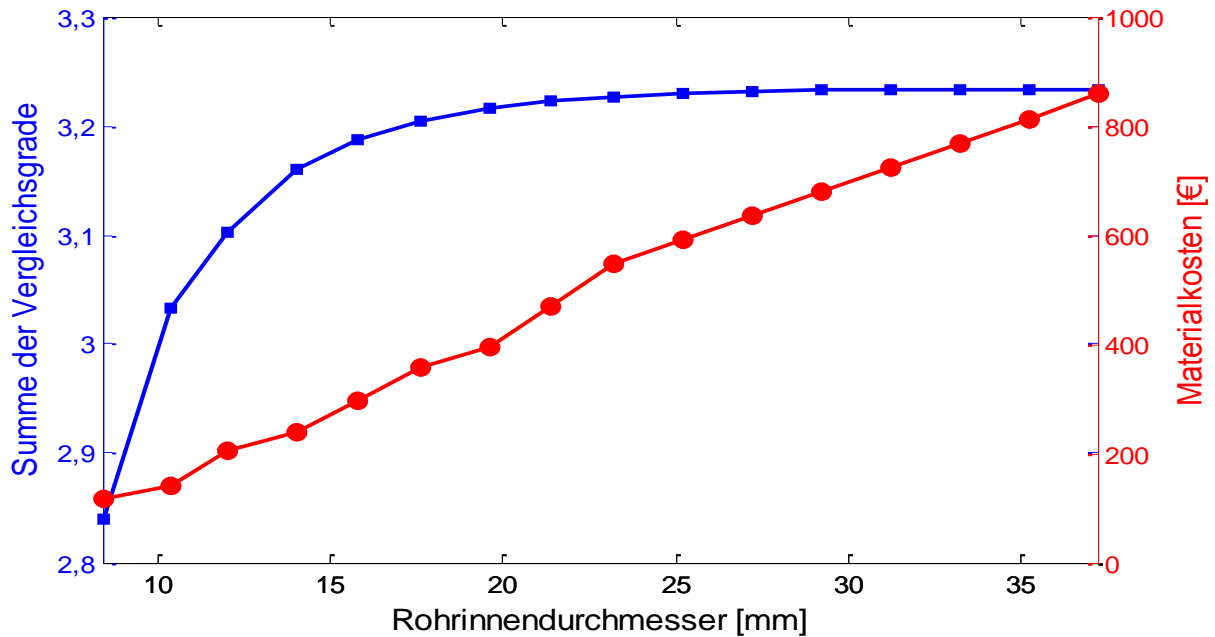


Abbildung 19: Summe der Vergleichsgrade und der jeweiligen Materialkosten für verschiedene Rohrinnendurchmesser bei einer Strahlungsflussdichte von 400-1 200 kW/m²

Es ergibt sich ein maximaler Wert für die Summe der Vergleichsgrade bei einem Rohrinnendurchmesser von 33,2 mm. Ab einem Rohrinnendurchmesser von 20 mm ist so gut wie keine Steigerung der Summe der Vergleichsgrade mehr zu erkennen. Die Materialkosten steigen für den gesamten Bereich mit steigendem Rohrinnendurchmesser linear an. Werden die Materialkosten mit der Summe der Vergleichsgrade abgestimmt, so ergibt sich ein Optimum für einen Bereich der Rohrinnendurchmesser zwischen 20 und 25 mm.

6.2 Untersuchung der Pumpenleistung für verschiedene Receiverleistungen

Neben den Untersuchungen zum optimalen Rohrdurchmesser der Receiverrohre wird der Einfluss der Pumpenleistung für verschiedene thermische Receiverleistungen untersucht. Die Pumpenleistung hängt vom Druckverlust des jeweiligen Receivers ab.

Es werden Receiver mit thermischen Leistungen zwischen 100 und 200 MW_{th} untersucht, da dieser Leistungsbereich für den Einsatz in Solarturmkraftwerken in Frage kommt. Die Schrittweite der Untersuchungen beträgt 10 MW_{th}. Dabei werden für jeden Receiver die folgenden Randbedingungen angenommen: Jeder Receiver entspricht vom Aufbau her dem Receiver der Gemasolar-Anlage wie in Abschnitt 5.1.1 beschrieben. Der Receiver wird mit Flüssigsalz durchströmt. Für die Durchführung der Berechnungen wird ein Pumpenwirkungsgrad von 80 % angenommen.

Die Untersuchung wird lediglich für eine grobe Berechnung der Pumpenleistung durchgeführt. Für exakte Aussagen muss die Pumpenleistung genauer berechnet

werden. Des Weiteren liegen Einschränkungen in der Receiverstruktur vor. Diese wird unabhängig von der thermischen Leistung des Receivers als identisch betrachtet.

Zur Berechnung der Pumpenleistung für die jeweilige thermische Leistung des Receivers werden zunächst vereinfacht der mittlere Massenstrom und der mittlere Volumenstrom pro Modul berechnet (vgl. Gl. 4-1 und Gl. 5-12). Nach der Berechnung der mittleren Geschwindigkeit pro Rohr und der Reynoldszahl kann die Rohrreibungszahl λ bestimmt werden. Diese wird mit nachfolgender Formel nach Prandtl und K'arm'an für hydraulisch glatte Oberflächen bestimmt [46]. Der Grenzbereich für die Anwendbarkeit dieser Formel liegt bei $Re > 2300$.

$$\lambda = \left(2 \cdot \log \left(\frac{Re \cdot \sqrt{\lambda}}{2,51} \right) \right)^{-2} \quad (\text{Gl. 6-12})$$

Anschließend kann der Druckverlust und die dadurch benötigte Pumpenleistung nach Gl. 4-3 und Gl. 6-1 berechnet werden. Um die Ergebnisse vergleichen zu können wird eine dimensionslose Kennzahl eingeführt. Hierzu dient das prozentuale Verhältnis (pV) der benötigten Pumpenleistung zur thermischen Receiverleistung. Es wird mit Gl. 6-13 bestimmt.

$$pV = \frac{P_P}{\dot{Q}_{Rec}} \cdot 100 \quad (\text{Gl. 6-13})$$

Ein hohes prozentuales Verhältnis bedeutet, dass der Anteil der Pumpenleistung an der thermischen Receiverleistung ebenfalls hoch ist. Es ist stets ein niedriges pV anzustreben.

Die sich aus den Berechnungen ergebenden Werte sind in Tabelle 15 aufgezeigt.

Tabelle 15: Ergebnisse der Druckverlust-Untersuchung

Receiverleistung [MW]	Mittl. \dot{m} pro Modul [kg/s]	Mittl. \dot{V} pro Modul [m³/s]	Mittl. v pro Rohr [m/s]	Re	Rohrreibungs- zahl λ	Δp_v [MPa]	Pumpen- leistung [MW]	Prozentuales Verhältnis (pV) [%]
100	119,9	0,066	2,43	57287	0,0203	0,94	0,08	0,08
110	131,9	0,073	2,68	63016	0,0199	1,12	0,10	0,09
120	143,3	0,079	2,92	68745	0,0195	1,31	0,13	0,11
130	155,9	0,086	3,16	74474	0,0191	1,51	0,16	0,12
140	167,8	0,092	3,41	80202	0,0188	1,72	0,20	0,14
150	179,8	0,099	3,65	85931	0,0186	1,95	0,24	0,16
160	191,8	0,106	3,89	91660	0,0183	2,18	0,29	0,18
170	203,8	0,112	4,14	97389	0,0181	2,43	0,34	0,20
180	215,8	0,119	4,38	103117	0,0179	2,70	0,40	0,22
190	227,8	0,125	4,62	108846	0,0177	2,97	0,47	0,24
200	239,8	0,132	4,87	114575	0,0175	3,26	0,54	0,27

Die grafische Auswertung der Untersuchung ist in Abbildung 20 zu sehen.

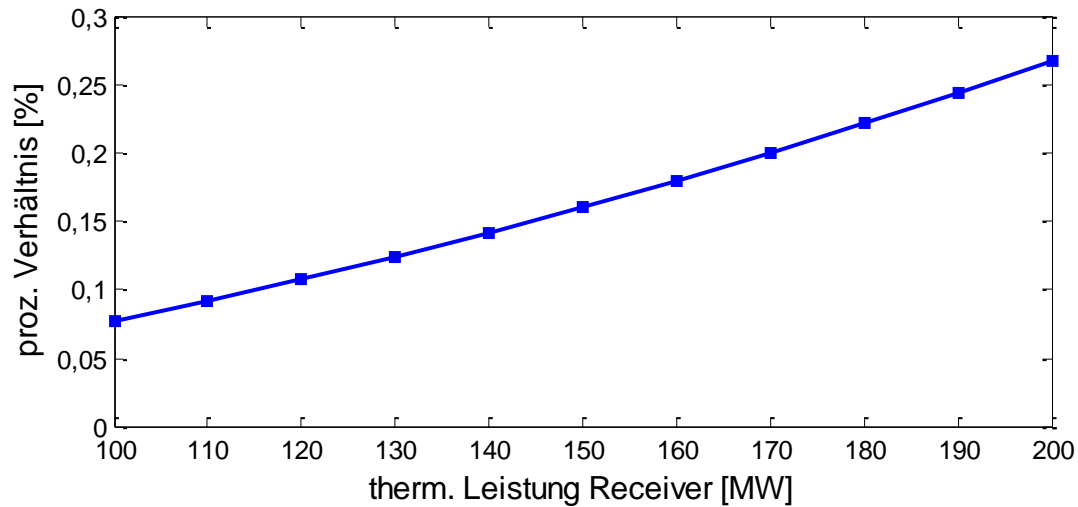


Abbildung 20: Überblick über das proz. Verhältnis Pumpenleistung/Receiverleistung in Abhängigkeit der thermischen Receiverleistung

Es ist zu erkennen, dass der Wert für das prozentuale Verhältnis mit steigender thermischer Receiverleistung nahezu linear zunimmt. Dies hängt mit dem steigenden Druckverlust zusammen. Da für alle thermischen Receiverleistungen dieselben Receiverabmessungen gewählt worden sind, steigen mit höherer thermischer Leistung der Massen- und Volumenstrom, sowie die Geschwindigkeit des Fluides an. Da die Fluidgeschwindigkeit quadratisch in den Druckverlust eingeht (vgl. Gl. 4-3) steigt sowohl der Druckverlust, als auch die benötigte Pumpenleistung an. Mit den gewählten Randbedingungen ergibt sich, dass der Einfluss der Pumpenleistung für geringere thermische Receiverleistungen am geringsten ist.

7 Berechnungsmodelle

Die Receiver-Simulation wird mit dem Programm ANSYS durchgeführt. Dabei werden zwei verschiedene Modellvarianten mit unterschiedlichen Detaillierungsgraden, bzw. Optimierungsansätzen untersucht.

Im Folgenden werden die einzelnen Modellvarianten genauer beschrieben.

7.1 Modellvariante 1

In der Modellvariante 1 wird der Receiver lediglich als ein hohler zylindrischer Körper dargestellt. Auf die Außenfläche des Receivers kann eine Strahlungsflussdichte und ein Wärmeübergangskoeffizient für die konvektiven Verluste durch die Umgebungsluft aufgebracht werden. Auf der Innenseite des Zylinders können die Fluidtemperaturen, sowie die zugehörigen Wärmeübergangskoeffizienten vorgegeben werden.

Die Simulation gibt die graphische Darstellung des lokal aufgelösten Temperaturverlaufs auf der Außen- und Innenseite des Receivers aus. Zusätzlich kann noch ein Dach auf dem Receiver, bzw. ein Schirm am unteren Ende des Receivers berücksichtigt werden. Dieses Dach, bzw. der Schirm hat die Aufgabe, die vom Receiver reflektierte Strahlung aufzunehmen und an den Receiver zurückzustrahlen. Dadurch wird eine Reduzierung der Abstrahlungsverluste des Receivers, sowie eine damit verbundene Erhöhung des Receiverwirkungsgrades erhofft. In Abbildung 21 ist zur Veranschaulichung ein ANSYS Bild der Modellvariante 1 für einen Receiver mit Dach dargestellt.

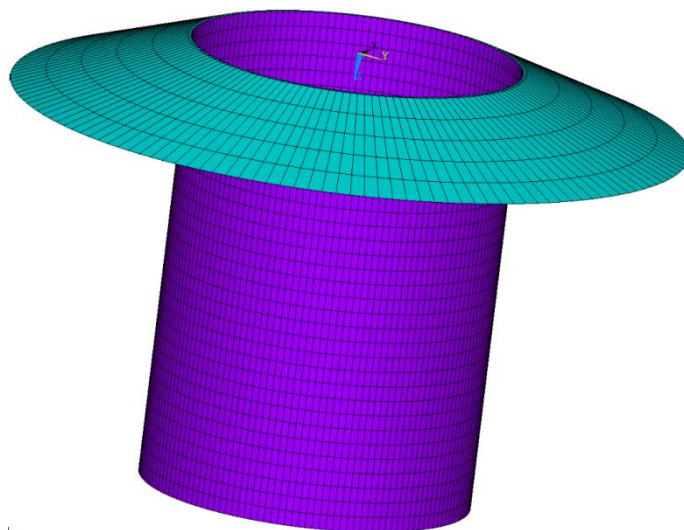


Abbildung 21: ANSYS Bild von Modellvariante 1 für einen Receiver mit Dach

In der Ausgabedatei werden die an das Fluid übertragene Wärmeleistung, die absorbierte Wärmeleistung, sowie der sich ergebende Receiverwirkungsgrad angezeigt. Ferner werden die maximalen, bzw. minimalen Temperaturen an der Außen- und

Innenseite des Receivers und, die sich aus der Simulation einstellenden Abstrahlungs- und Konvektionsverluste aufgelistet. In der graphischen Darstellung der Simulationsergebnisse werden die lokal aufgelösten Temperaturverläufe des Receivers, sowie des Daches bzw. Schirms ausgegeben.

7.1.1 Einschränkungen der Modellvariante

Da die absorbierende Receiverfläche der Außenfläche des abgebildeten Zylinders entspricht, kann ein Abstand zwischen den einzelnen Rohren des Receivers durch diese Modellvariante nicht berücksichtigt werden. Des Weiteren müssen sowohl die Fluidtemperaturen, als auch die Wärmeübergangskoeffizienten des Flüssigsalzes über der Receiveroberfläche angegeben werden. Die Fluidtemperatur wird nicht berechnet. Es kann kein Strahlungsaustausch zwischen einzelnen Receiverrohren simuliert werden.

Das bei der Simulation berücksichtigte Dach, bzw. der Schirm nimmt nur am Strahlungsaustausch mit dem Receiver teil. Eine Solarstrahlung auf das Dach wird nicht berücksichtigt. Des Weiteren wird der eventuelle Einfluss des Daches, bzw. des Schirms auf die Umströmung des Receivers durch die Umgebungsluft nicht betrachtet. Die dadurch entstehenden Veränderungen des Windverlaufs und somit der konvektiven Verluste am Receiver werden nicht berücksichtigt.

7.1.2 Datenübertragung

In der ersten Modellvariante werden die Geometrie-Daten für den vereinfachten Receiver angegeben. Diese sind der Außendurchmesser und die Höhe des Receivers. Des Weiteren kann die Anzahl der Vernetzungspunkte angegeben werden. Die Vernetzungspunkte werden in Anzahl der Elemente über dem Umfang und über der Höhe des Receivers unterteilt. Voruntersuchungen haben ergeben, dass Simulationen mit 150 Elementen über dem Umfang und 30 Elementen über der Höhe eine ausreichende Ergebnisgenauigkeit für Modellvariante 1 liefern. Durch eine Erhöhung der Vernetzungselemente ergeben sich nur marginale Abweichungen der Simulationsergebnisse.

Für den optischen Wirkungsgrad (Absorptionskoeffizient), bzw. die Emissivität des Receivers werden nach aktuellem Stand der Technik Werte von 0,95 bzw. 0,88 angenommen [37]. Die Umgebungstemperatur beträgt 25 °C.

Die Materialeigenschaften des Receivers werden gemäß den Daten von Finetubes für die Nickel-Chrom-Legierung 625 gewählt [47]. Es wird eine spezifische Wärmekapazität von 460 J/(kg K), eine Wärmeleitfähigkeit von 14,8 W/(m K) und eine Dichte von 8 420 kg/m³ angegeben. Diese Werte beziehen sich auf die Materialeigenschaften bei Zimmertemperatur, werden aber vereinfacht für die gesamte Simulation verwendet.

Zusätzlich dazu werden noch die Durchmesser und Höhen des Schirms und des Daches angegeben. Des Weiteren kann ausgewählt werden, ob nur das Dach, nur der Schirm, oder beide für den Strahlungsaustausch mit dem Receiver berücksichtigt werden sollen. Für den Emissionsgrad des Daches bzw. des Schirms wird ein Wert von 0,3 angenommen.

Neben den oben genannten Daten werden die, für die jeweilige Untersuchung nach Abschnitt 5.1.5 berechneten Werte für die Strahlungsflusssdichte, den Wärmeübergangskoeffizienten des Fluides, die Fluidtemperatur und den Wärmeübergangskoeffizienten für die konvektiven Verluste eingelesen. Diese Werte werden über eine Matrix mit einer vorher definierten Anzahl an Elementen über der Höhe und den Umfang des Receivers angegeben.

7.2 Modellvariante 2

In dieser Modellvariante wird der Receiver detaillierter dargestellt. Es können die einzelnen Receiverrohre als ihre projizierte Fläche (entspricht dem Durchmesser des einzelnen Rohrs) dargestellt werden. An diese projizierten Flächenelemente werden Strömungsfäden gehängt. Ein Strömungsfaden besteht aus zwei Punkten. Dem Strömungsfaden können ein Wärmeübergangskoeffizient sowie ein Massenstrom für das Fluid vorgegeben werden. Diese Werte bleiben für die gesamte Berechnung des Strömungsfadens gleich. Des Weiteren wird dem Strömungsfaden am Eintrittspunkt eine Fluidstarttemperatur zugewiesen, die sich im Verlauf gemäß der Berechnung ändert. Zwischen den einzelnen Rohren wird ein Zwischenraum definiert, die wie die in der vorherigen Modellvariante beschriebenen Dach-, bzw. Schirmflächen fungiert. Die Flächen des Zwischenraums können Strahlung absorbieren und emittieren, haben aber keinen Nutzwärmestrom. Ihnen kann in der Modellierung eine Wanddicke sowie eine fixe Temperatur auf der absorberabgewandten Seite zugewiesen werden. In Modellvariante 2 kann wie in Modellvariante 1 ein Dach auf dem Receiver, bzw. ein Schirm am unteren Ende des Receivers berücksichtigt werden.

Die graphische Darstellung der Simulationsergebnisse beinhaltet den lokal aufgelösten Temperaturverlauf der Außen- und Innenfläche der projizierten Fläche, sowie der Zwischenräume und des berücksichtigten Dachs bzw. Schirms. Des Weiteren kann der Temperaturverlauf der Strömungsfäden angezeigt werden. In der Ausgabedatei werden neben den in Abschnitt 7.1 für die erste Modellvariante beschriebenen Werten die minimalen und maximalen Fluid- und Zwischenraum-Temperaturen für die Untersuchung ausgegeben.

7.2.1 Einschränkungen der Modellvariante

Einschränkungen in Modellvariante 2 entstehen dadurch, dass jeweils nur die projizierten Flächen der einzelnen Rohre abgebildet werden können. Da diese alle in ei-

ner Ebene liegen kann der Strahlungsaustausch zwischen den einzelnen Rohren und dem Zwischenraum nicht berücksichtigt werden. Des Weiteren kann nur ein konstanter Wert für den Wärmeübergangskoeffizienten des Fluids angegeben werden. Dieser bleibt für alle Berechnungsschritte gleich. In der zweiten Modellvariante ist keine Modulverschaltung abbildbar. Es kann lediglich die Eintrittstemperatur für alle Receiverrohre angegeben werden. Somit kann keine Abbildung des gesamten Receivers mit einer einzelnen Simulation erfolgen. Soll die Modulverschaltung eines Receivers berücksichtigt werden, so müssen die Simulationen modulweise durchgeführt werden. Für das Dach bzw. den Schirm gelten die gleichen Einschränkungen wie in Modellvariante 1.

7.2.2 Datenübertragung

In der Eingabedatei für die zweite Modellvariante kann der Receiverdurchmesser, die Receiverhöhe, sowie der Außendurchmesser und die Wandstärke der einzelnen Rohre angegeben werden. Des Weiteren wird die Anzahl der Rohre im gesamten Receiver angegeben. Die Eigenschaften der Rohre sowie des Daches bzw. Schirms werden wie in Modellvariante 1 angegeben. Für den Zwischenraum wird der Emissionskoeffizient des Schirms bzw. Daches aus Modellvariante 1 verwendet. Der Absorptionskoeffizient des Zwischenraumes wird zu 0,1 gewählt. Die Wandstärke des Zwischenraumes beträgt 0,1 m. Auf der absorberabgewandten Seite des Zwischenraumes wird eine konstante Temperatur von 60 °C vorgegeben.

Die Übertragung der Strahlungsflussdichte sowie des Wärmeübergangskoeffizienten für die konvektiven Verluste erfolgen wie in Abschnitt 7.1.2 beschrieben.

Für den Strömungsfaden der Untersuchung kann eine Fluid-Einlasstemperatur, sowie ein mittlerer Wärmeübergangskoeffizient angegeben werden. Des Weiteren müssen ein Gesamtmassenstrom durch den Receiver und der Einlass des Fluids (Einlass von oben oder von unten) vorgegeben werden.

8 Berechnungsergebnisse

8.1 Ergebnisse von Voruntersuchungen zu verteilten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten

Die konvektiven Verluste des Receivers sollen möglichst genau dargestellt werden. Mit der in Abschnitt 5.1.6 dargestellten Berechnungsmethode kann lediglich der mittlere Wärmeübergangskoeffizient für die konvektiven Verluste am Receiver errechnet werden. Um den Einfluss von verteilten Wärmeübergangskoeffizienten über dem Umfang des Receivers zu untersuchen, wird ein Verlauf der lokalen Nusselt-Zahl nach Merker [48] angewendet. Der Verlauf der Nusselt-Zahl wird nach dem in Abbildung 22 dargestellten Verlauf angenommen.

Anhand dieser Darstellung werden Faktoren für die verschiedenen Bereiche am Receiver festgelegt. Es werden die Annäherungen für die höchste dargestellte Reynoldszahl ($Re=426\,000$) verwendet.

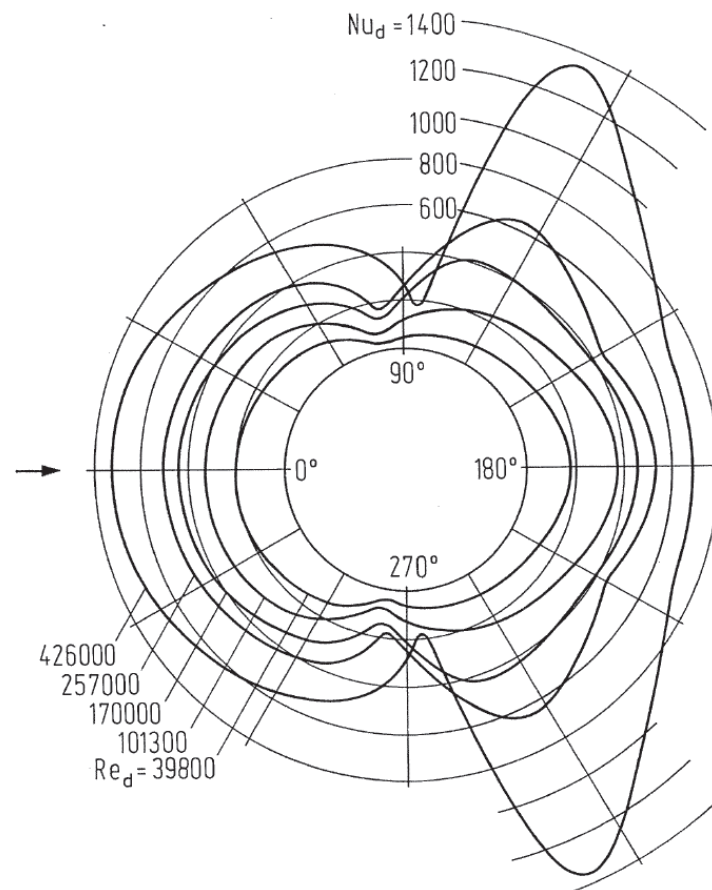


Abbildung 22: Verlauf der lokalen Nusselt-Zahl für den querangeströmten Zylinder bei verschiedenen Reynoldszahlen nach [48]

Zur Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten über dem Umfang des Receivers werden Faktoren für die Skalierung, jeweils in 30°-Abschnitte unterteilte Bereiche, festgelegt. Aufgrund der Symmetrie der Nusselt-Zahl-Verteilung entsprechen die Werte für die Winkel 180-360° denen der zugehörigen Werte zwischen 0 und 180°. Die Skalierungsfaktoren für die jeweiligen Bereiche sind in nachfolgender Tabelle dargestellt.

Tabelle 16: Skalierungsfaktoren für die Verteilung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten

Bereich	Faktor
0-30° // 330-360°	1
30-60° // 300-330°	6/7
60-90° // 270-300°	4,5/7
90-120° // 240-270°	10/7
120-150° // 210-240°	9/7
150-180° // 180-210°	1

Für die durchgeführten Untersuchungen wird die Anströmung aus westlicher Richtung betrachtet. Es wird davon ausgegangen, dass der Wärmeübergangskoeffizienten für die konvektiven Verluste über der Höhe des Receivers konstant ist.

Um für nachfolgende Receiver-Simulationen den Einfluss gleichbleibender, bzw. verteilter Wärmeübergangskoeffizienten für die konvektiven Verluste darzustellen wird der Einfluss, wie oben beschrieben, anhand der feldoptimierten Anlage mit Modellvariante 1 ohne Berücksichtigung eines Daches oder eines Schirms untersucht. Die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten wurden so skaliert, dass die Summe der Werte der verteilten Wärmeübergangskoeffizienten denen der konstanten entspricht. Die Ergebnisse der Untersuchung sind in nachfolgender Tabelle dargestellt. Es werden die Einflüsse des verteilten Wärmeübergangskoeffizienten auf die wichtigsten Ausgabewerte aufgezeigt und die prozentuale Abweichung zwischen diesen Werten berechnet.

Es zeigt sich, dass der Einfluss eines verteilten Wärmeübergangskoeffizienten für die konvektiven Verluste am Receiver gering ist. Der Einfluss auf die übertragene Wärmeleistung und den Receiverwirkungsgrad ist mit -0,08 bzw. -0,07 % zu vernachlässigen. Die Konvektionsverluste sind im Vergleich zu einem mittleren Wärmeübergangskoeffizienten um 3,1 % höher.

Tabelle 17: Ergebnisse der Betrachtung des verteilten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten

Ausgabewert	Mittlerer Wärme- übergangskoeffizient	Verteilter Wärme- übergangskoeffizient	Prozentuale Ab- weichung [%]
Übertragene Wärme- leistung [MW]	132,99	132,9	-0,08
Receiverwirkungs- grad [-]	0,9292	0,9285	-0,07
Konvektionsverluste [MW]	3,21	3,31	3,1

Da dieser Bereich im Ungenauigkeitsbereich des Simulationsprogramms ANSYS liegt, werden für nachfolgende Untersuchungen konstant verteilte, mittlere Wärmeübergangskoeffizienten für die konvektiven Verluste am Receiver angenommen.

8.2 Vergleich Modellvariante 1 und 2 für Receiver ohne Modulverschaltung

Zunächst erfolgt ein Vergleich ohne Berücksichtigung eines Daches. Die Eingabeparameter und die Randbedingungen bleiben für alle Simulationen identisch. Es wird von einem Receiver ohne Modulverschaltung ausgegangen. Die Receiverhöhe beträgt 12 m. Für Modellvariante 1 beträgt der Receiverdurchmesser 8,149 m. Zur Berechnung der Fluideigenschaften nach Abschnitt 5.1.5 wird von 1024 Rohren mit einem Außendurchmesser von 25 mm und einem Innendurchmesser von 22,2 mm ausgegangen (Rohre wie im Gemasolar-Receiver). Für die zweite Modellvariante ergibt sich mit einer identischen Anzahl an Rohren und einem Rohrabstand von 2,274 mm ein Receiverdurchmesser von 8,89 m. Die übertragene Wärmeleistung beträgt 120 MW_{th}. Es wird eine Salzeintrittstemperatur von 290 °C und eine Salzaustrittstemperatur von 325 °C angenommen. Für Modellvariante 2 werden der sich ergebende Gesamtmassenstrom von 2366,13 kg/s und der mittlere Wärmeübergangskoeffizient des Fluides von 7310,6 W/(m² K) vorgegeben. Über den gesamten Umfang des Receivers wird eine konstante Strahlungsflussdichte von 430 kW/m² aufgebracht.

Für den Vergleich der Modellvarianten für einen Receiver ohne Dach hat der Fluideinlass (Einlass von oben/unten) keine Auswirkung auf die Simulationsergebnisse.

Als weitere Untersuchung werden die beiden Modellvarianten mit einem Dach auf dem Receiver untersucht. Da Voruntersuchungen gezeigt haben, dass der Einfluss des unten am Receiver angebrachten Schirms zu vernachlässigen ist, werden nur Modellvarianten mit einem Dach auf dem Receiver untersucht. Für das Receiverdach wird für Modellvariante 1 ein Durchmesser von 18 m angenommen. Aufgrund des

höheren Receiverdurchmessers für Modellvariante 1 wird der Durchmesser des Receiverdaches angepasst. Die Anpassung erfolgt entsprechend dem Verhältnis des Receiverdachdurchmessers zum Receiverdurchmesser von Modellvariante 1. Das Verhältnis beträgt 2,209. Für Modellvariante 2 ergibt sich somit ein Receiverdachdurchmesser von 19,64 m. Die Höhe des Receiverdaches wird zu 1 m angenommen. Es wird zwischen einem Fluideinlass von unten und von oben unterschieden. Die Ergebnisse aller durchgeführten Simulationen sind in Tabelle 18 dargestellt.

Für alle Untersuchungen zeigt sich, dass die auf der Absorberfläche auftreffende Wärmeleistung für beide Modellvarianten gleich ist.

Der Vergleich der Simulationsergebnisse der beiden Modellvarianten ohne Schirm zeigt, dass nur wenige Werte voneinander abweichen. Der Unterschied der übertragenen Wärmeleistung der beiden Modellvarianten beträgt lediglich 0,29 MW. Der Wert für den sich einstellenden Receiverwirkungsgrad weicht mit 0,2 % ebenfalls nur gering ab. Etwas höhere Abweichungen ergeben sich bei den minimalen und maximalen Receivertemperaturen auf der Innen- und Außenseite. Für die erste Modellvariante liegen die Extremwerte der Temperaturen auf der Receiveraußenseite für die maximale Temperatur rund 12 °C und für die minimale Temperatur etwa 20 °C über den Werten der zweiten Modellvariante. Für die maximale Receivertemperatur auf der Innenseite liegt der Wert für Modellvariante 2 um etwa 3,5 °C über dem Ergebnis der Modellvariante 1, für die minimale Receivertemperatur auf der Innenseite liegt der Wert für Modellvariante 1 rund 4,5 °C über dem Wert von Modellvariante 2. Die minimale und maximale Fluidtemperatur für Modellvariante 1 entspricht den vorgegebenen Werten. Für Modellvariante 2 errechnet sich eine maximale Fluidtemperatur von 324 °C. Die Strahlungsverluste liegen für Modellvariante 1 um 0,3 MW, die Konvektionsverluste um 0,1 MW höher als für Modellvariante 2. Die höheren Verluste für Modellvariante 1 ergeben sich durch die höheren Außentemperaturen des Receivers. Die höhere Differenz der thermischen Abstrahlungsverluste im Vergleich zur Differenz der Konvektionsverluste folgt daraus, dass die Temperatur mit der vierten Potenz in die Abstrahlungsverluste eingeht (vgl. Gl. 3-5).

Tabelle 18: Simulationsergebnisse für den Vergleich von Modellvariante 1 und 2 für einen Receiver ohne Modulverschaltung

Bezeichnung	Ohne Schirm		Mit Schirm				Einheit
Fluideinlass	Von oben/unten		Von unten		Von oben		
Modell	Modell- variation 1	Modell- variation 2	Modell- variation 1	Modell- variation 2	Modell- variation 1	Modell- variation 2	
Übertragene Wärmeleistung	119,97	120,26	120,16	120,40	120,15	120,38	MW
auftreffende Wärmeleistung	125,5	125,49	125,5	125,49	125,5	125,49	MW
Receiverwirkungsgrad	0,956	0,958	0,957	0,959	0,957	0,959	-
Max. Receivertemp. (außen)	426,59	414,37	427,32	414,66	426,61	414,42	°C
Min. Receivertemp. (außen)	401,15	380,91	401,17	380,93	401,75	381,16	°C
Max. Receivertemp. (innen)	373,95	377,42	374,31	377,61	373,96	377,47	°C
Min. Receivertemp. (innen)	348,22	343,75	348,23	343,76	348,53	343,89	°C
Max. Fluidtemperatur	325	324,0	325	324,0	325	324,0	°C
Min. Fluidtemperatur	290	290,0	290	290,0	290	290,0	°C
Strahlungsverluste	3,30	2,99	3,15	2,85	3,16	2,86	MW
Konvektionsverluste	2,31	2,22	2,31	2,22	2,31	2,22	MW

Werden die Ergebnisse der Simulationen beider Modellvarianten mit einem Schirm auf dem Receiver betrachtet, so stellt sich heraus, dass der Fluideinlass nur einen sehr geringen Einfluss auf die Ergebnisse hat. Für beide Modellvarianten ergeben sich, unabhängig vom Ort des Fluideinlasses, nahezu dieselben Ergebnisse. Der Vergleich der Modellvarianten 1 und 2 zeigt, dass sich die gleichen Unterschiede einstellen wie für die Untersuchungen ohne Dach auf dem Receiver. Es ist festzustellen, dass sowohl der Receiverwirkungsgrad, als auch die übertragene Wärmeleistung für Modellvariante 2 höher ist. Die Receivertemperaturen auf der Außen- und Innenseite weisen unter den Modellvarianten dieselben Unterschiede auf wie die Modelle ohne Dach. Für Modellvariante 2 stellt sich eine maximale Fluidtemperatur von 324 °C ein. Die Werte für die Abweichungs- und Konvektionsverluste liegen zwischen den Modellen in derselben Größenordnung wie im vorherigen Vergleich.

Der Vergleich der Simulationsergebnisse mit und ohne Dach zeigt bei Modellvariante 1 folgendes Resultat: Für die Receivertemperaturen ist keine Veränderung, bzw. nur eine minimale Erhöhung durch den Einsatz des Daches festzustellen. Da das Dach auf dem Receiver ein Teil der abgestrahlten Wärmeenergie aufnimmt und an den Receiver zurückstrahlt sinken die Strahlungsverluste. Sie sind rund 0,15 MW geringer als in der Modellvariante ohne Berücksichtigung des Daches. Für die Konvektionsverluste stellt sich für beide Simulationen derselbe Wert ein.

Dieselben Unterschiede zeichnen sich bei der Receivermodellierung mit und ohne Dach bei Modellvariante 2 ab.

8.3 Simulation eines Receivers mit Modulverschaltung mit Modellvariante 1

Für die Modellierung werden die aus HFLCAL gewonnene Strahlungsflussdichte der feldoptimierten Gemasolaranlage, sowie die für die Verschaltung des Gemasolar-Receiver errechneten Werte für die Fluidtemperatur und die Wärmeübergangskoeffizienten verwendet. Die Simulation der Receivernachbildung für die feldoptimierten Gemasolar-Anlage in der ersten Modellvariante liefert die in nachfolgender Tabelle aufgelisteten Ergebnisse.

Die auf den Receiver auftreffende Wärmeleistung beträgt 131,2 MW, wovon 122,37 MW an das Fluid übertragen werden. Daraus ergibt sich ein Receiverwirkungsgrad von 93,27 %. Es stellen sich maximale, bzw. minimale Receivertemperaturen an der Außenseite von 698,36 bzw. 302,79 °C ein. Auf der Innenseite des Receivers betragen diese Temperaturen 623,44 bzw. 299,14 °C. Die Simulation liefert gesamte Verluste des Receivers von 9,07 MW. Die thermischen Abstrahlungsverluste betragen 6,18 MW, die Konvektionsverluste 2,89 MW.

Tabelle 19: Ergebnisse der Receiver-Simulation der feldoptimierten Gemasolar-Anlage mit Modellvariante 1

Ausgabewert	Wert	Einheit
Übertragene Wärmeleistung	122,37	MW
auftreffende Wärmeleistung	131,2	MW
Receiverwirkungsgrad	0,9327	-
Max. Receivertemp. (außen)	698,36	°C
Min. Receivertemp. (außen)	302,79	°C
Max. Receivertemp. (innen)	623,44	°C
Min. Receivertemp. (innen)	299,14	°C
Strahlungsverluste	6,18	MW
Konvektionsverluste	2,89	MW

Die Temperaturverteilung auf der Außenfläche des Receivers ist in Abbildung 23 gezeigt. In der Abbildung ist die nach Norden gerichtete Seite des Receivers dargestellt. Der Einlass des Flüssigsalzes befindet sich auf der Südseite des Receivers, der Auslass auf der Nordseite.

Es ist zu erkennen, dass die maximalen Receiver-Außentemperaturen auf mittlerer Höhe des Receivers auftreten. Dies hängt von der Strahlungsflussdichteverteilung ab. Diese ist am Auslegungspunkt in der Mitte der nach Norden gerichteten Seite des Receivers am höchsten.

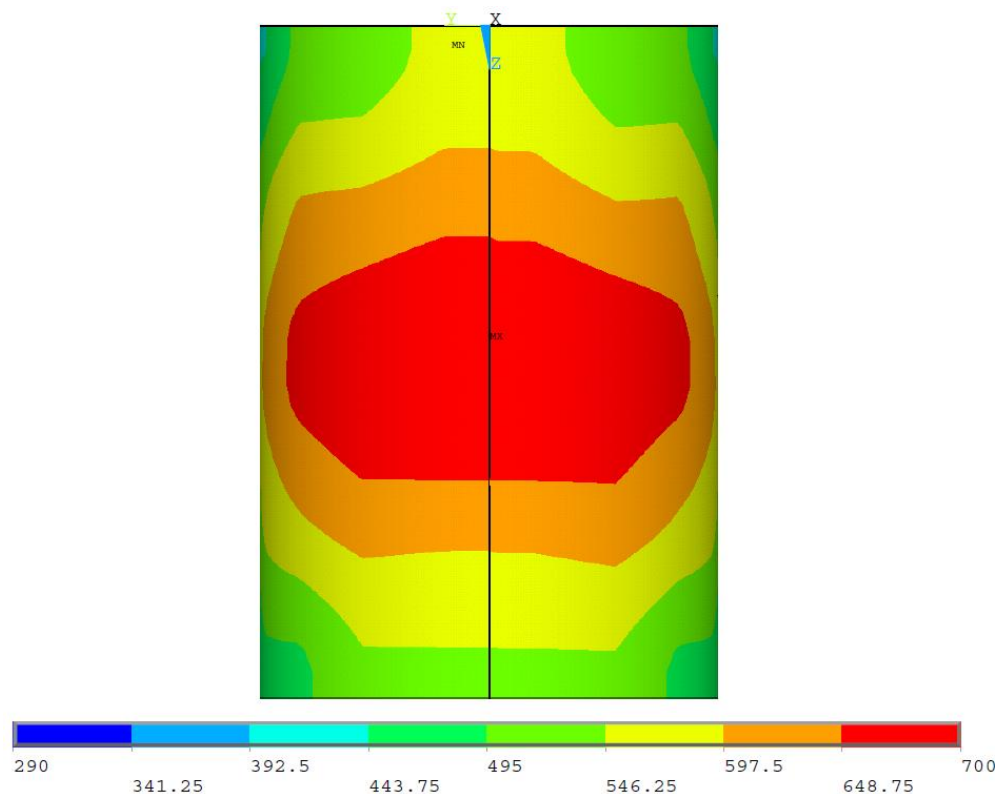


Abbildung 23: Temperaturverteilung auf der nach Norden gerichteten Seite des Receivers für die Nachbildung des Gemasolar-Receivers mit Modellvariante 1

8.4 Modellvariante 1 mit Schirm

Es werden ausschließlich Receivermodelle mit einem Dach auf dem Receiver untersucht. Bei der Variierung werden die Abmessungen des Receivers, sowie die Receiverparameter und die Heliostateneigenschaften nicht verändert. Es werden lediglich die Höhe des Mittelpunkts des Receivers (a_{th}) und der damit verbundene Wert (Turmhöhe für die Verschattung des Feldes), sowie der für die Verschattung berücksichtigte Radius des Receivers angepasst.

Die Untersuchungen werden für einen konstanten Durchmesser des Daches betrachtet. Da der Receiver einen Durchmesser von 8,89 m hat, wird der maximale Schirmdurchmesser auf 18 m, also etwa den doppelten Receiverdurchmesser, begrenzt. Die untersuchten Turmhöhen variieren zwischen 140 m und 250 m. Die Unterteilung erfolgt in 10 m-Schritten.

Zur Simulation des Heliostatenfeldes wird das Simulationsprogramm HFLCAL verwendet. Dabei findet für jede Turmhöhe eine Optimierung mit denselben Optimierungsparametern statt. Die Optimierung erfolgt nach den in Tabelle 11 angegebenen Parametern. Für die Strahlungsflussdichten auf den Receiver wird darauf geachtet, dass diese für jede Turmhöhe möglichst identisch verteilt ist. Dies erfolgt wie in Abschnitt 5.1.1 beschrieben über die horizontale und vertikale Verschiebung der Flussdichteverteilung auf dem Receiver.

Die Werte für die verschiedenen Parameter der Feldauslegung nach der Optimierung sind Tabelle 22 im Anhang A zu entnehmen.

Die Dachhöhe des Schirms entspricht dem vertikalen Abstand vom oberen Ende des Receivers bis zum unteren Ende des Daches. Je nach Heliostatenfeldgröße variiert die Dachhöhe, da die letzte Heliostatenfeldreihe den Receiver noch treffen muss. Um die, für die Durchführung der Simulation, notwendige Dachhöhe für die verschiedenen Turmhöhen zu ermitteln wird wie folgt vorgegangen.

Zunächst wird aus der entsprechenden HFLCAL-Datei die Anordnung des Heliostatenfeldes gespeichert und ausgelesen. Es werden die x-, y- und z-Koordinaten jedes sich im Feld befindlichen Heliostaten ausgegeben. Der Ursprung des Koordinatensystems entspricht dem Turmmittelpunkt am Boden. Der Wert für die z-Achse (Höhe des Heliostatenmittelpunkts) ist bei allen Heliostaten identisch und beträgt 7,5 m.

Nun kann mit Hilfe des Satzes des Pythagoras der Abstand der Heliostaten zum Turmmittelpunkt ermittelt werden:

$$a_H = \sqrt{a_{H,x}^2 + a_{H,y}^2} \quad (\text{Gl. 8-1})$$

Dabei ist

a_H	Resultierender Abstand des Heliostaten zum Turm [m]
$a_{H,x}$	Abstand des Heliostaten zum Turm in x-Richtung [m]
$a_{H,y}$	Abstand des Heliostaten zum Turm in y-Richtung [m]

Aus den sich ergebenden Werten kann der maximale Abstand des Heliostatenfeldes zum Turm ermittelt werden.

Zur Berechnung des Anstellwinkels des Daches (γ_D) wird der vom Turm am weitesten entfernte Heliostat betrachtet. Der Anstellwinkel muss so gewählt werden, dass die reflektierte Solarstrahlung dieses Heliostaten den Receiver treffen kann. Die Berechnung des Anstellwinkels erfolgt über Geometriebeziehungen. Dafür muss vom Heliostatenabstand noch der Radius des Receivers abgezogen werden:

$$\gamma_D = \arccos \left(\frac{ath - a_{H,z} + \frac{H_{Rec}}{2}}{\sqrt{\left(ath - a_{H,z} + \frac{H_{Rec}}{2}\right)^2 + \left(a_{H,max} - \frac{D_{Rec}}{2}\right)^2}} \right) \quad (\text{ Gl. 8-2 })$$

Dabei ist

$a_{H,z}$	Abstand des Heliostaten vom Boden [m]
$a_{H,max}$	Maximaler Abstand des Heliostaten zum Turm [m]
ath	Turmhöhe [m]

Aus dem ermittelten Dachwinkel kann nun für den zu untersuchenden Durchmesser des Daches von 18 m die zugehörige Dachhöhe berechnet werden (Gl. 8-3):

$$H_{Dach} = \frac{\frac{D_{Dach} - D_{Rec}}{2}}{\tan(\gamma_D)} \quad (\text{ Gl. 8-3 })$$

In der nachfolgenden Abbildung sind zur Veranschaulichung die oben berechneten Kennwerte des Receiverdaches skizziert.

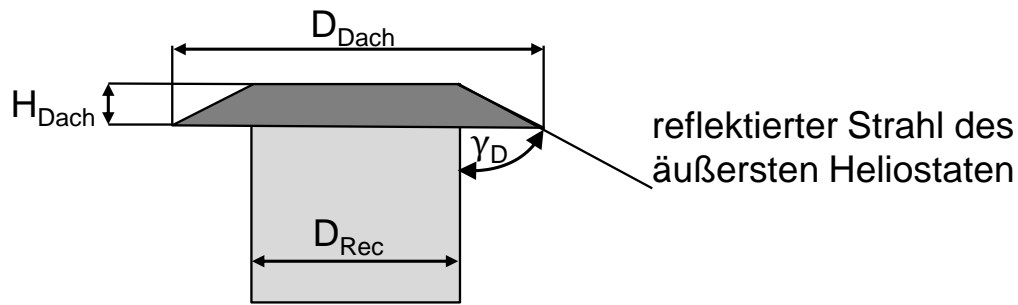


Abbildung 24: Skizze zur Veranschaulichung der Kennwerte des Receiverdaches

Durch die oben gezeigte Berechnungsmethode ergeben sich für die verschiedenen Turmhöhen die in nachfolgender Tabelle gezeigten Werte für den maximalen Heliostatenabstand zum Turm, dem Dachwinkel sowie der Dachhöhe.

Tabelle 20: Werte des maximalsten Heliostatenabstands, des Anstellwinkels des Daches und der Dachhöhe für verschiedene Turmhöhen

Turmhöhe [m]	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250
$a_{H,max}$ [m]	706	681	677	715	671	639	649	661	699	679	682	672
γ_D [°]	78,8	77,6	76,7	76,6	75,0	73,4	72,9	72,4	72,5	71,3	70,6	69,6
H_{Dach} [m]	0,9	1	1,07	1,08	1,22	1,35	1,40	1,45	1,43	1,54	1,60	1,70

Der Wärmeübergangskoeffizient für die konvektiven Verluste durch den Wind wird für die ANSYS-Simulation bei allen Receivermodellen konstant zu $19,37 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ angenommen.

Es werden die erzielbaren prozentualen Steigerungen durch den Einsatz des Daches im Hinblick auf den Receiverwirkungsgrad ausgewertet. Dabei werden für jede Turmhöhe die Ergebnisse der Simulation mit und ohne Einsatz eines Daches verglichen. Die prozentuale Wirkungsgradsteigerung berechnet sich wie folgt:

$$\Delta\eta [\%] = \frac{\eta_{Dach} - \eta_{ohne Dach}}{\eta_{ohne Dach}} \cdot 100 \quad (\text{ Gl. 8-4 })$$

Es ergibt sich der in nachfolgender Abbildung dargestellte Verlauf für die prozentuale Wirkungsgradsteigerung in Abhängigkeit der Turmhöhe durch den Einsatz eines Daches auf dem Receiver.

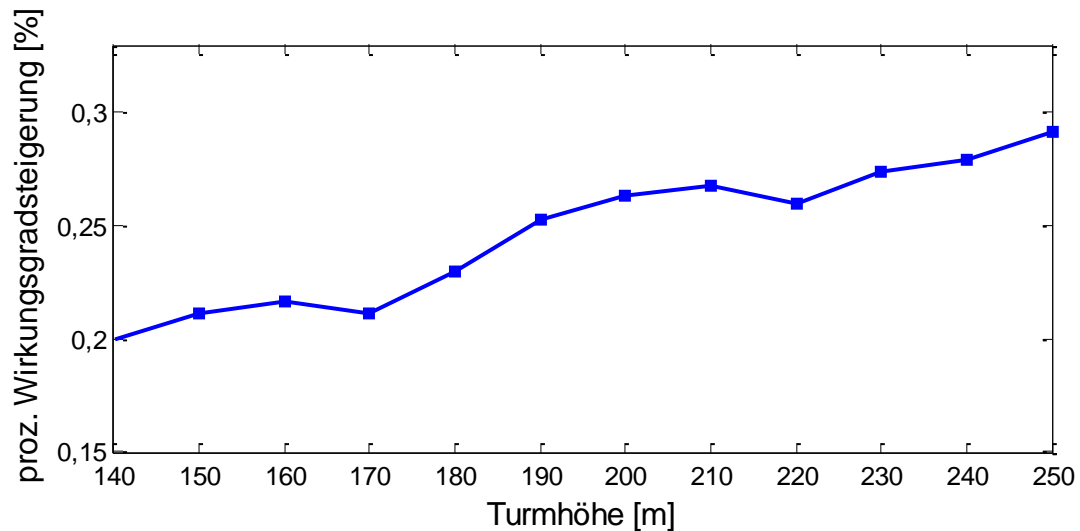


Abbildung 25: Verlauf der prozentualen Wirkungsgradsteigerung in Abhängigkeit der Turmhöhe durch den Einsatz eines Daches auf dem Receiver

Die erreichbaren prozentualen Wirkungsgradsteigerungen liegen für die untersuchten Turmhöhen zwischen 0,2 und 0,29 %. Abbildung 25 zeigt, dass die Wirkungsgradsteigerung mit zunehmender Turmhöhe ansteigt. Da die Steigerungen aber im Bereich der numerischen Ungenauigkeit des Simulationsprogramms liegen, kann der Einfluss eines Daches auf dem Receiver vernachlässigt werden.

In Abbildung 26 ist beispielhaft die Darstellung der Receivermodellierung für die Modellvariante 1 mit der Berücksichtigung eines auf dem Receiver angebrachten Daches für eine Höhe des Solarturms von 250 m gezeigt. Das sich auf dem Receiver befindende Dach hat eine Höhe von 1,7 m.

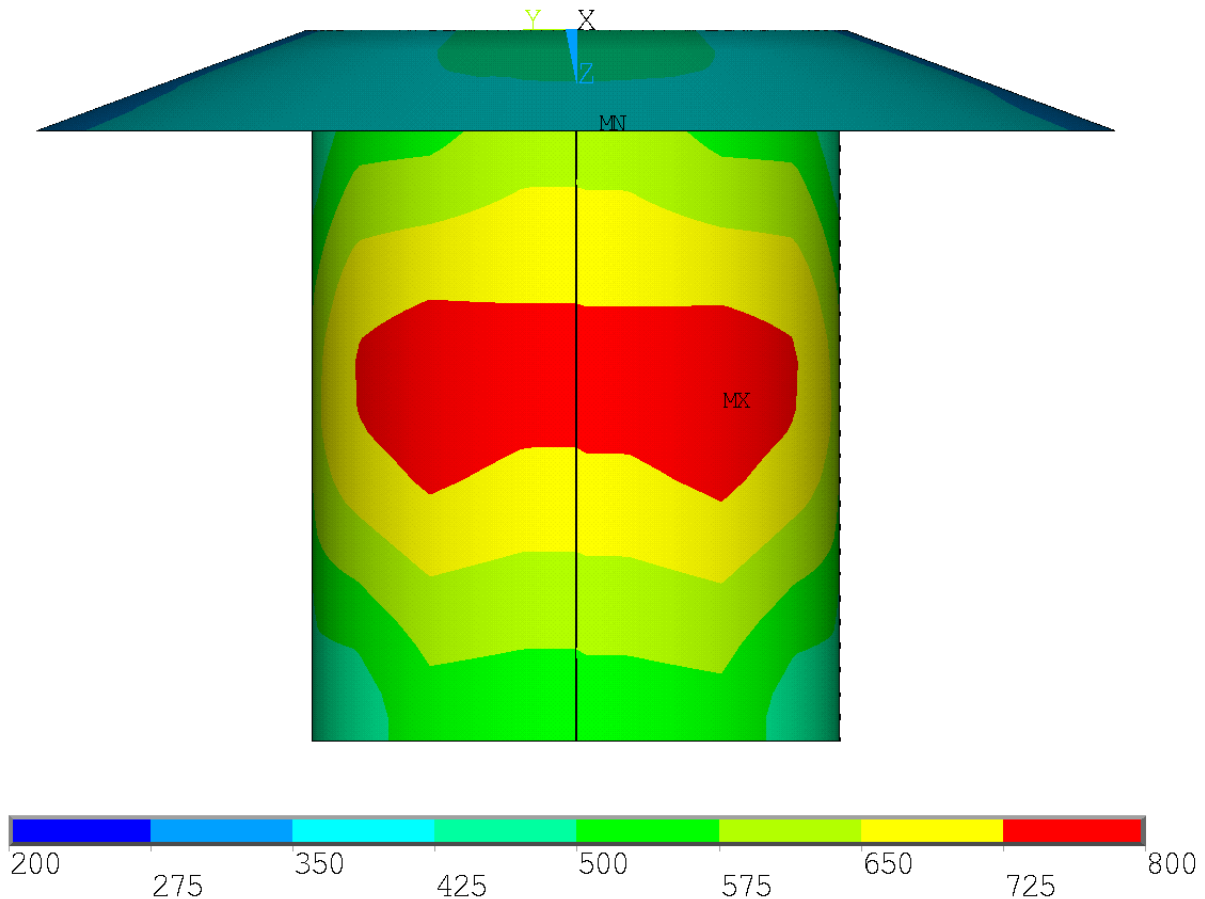


Abbildung 26: Blick auf die nach Norden gerichtete Seite des Receivers bei der Abbildung mit Modellvariante 2 (Turmhöhe 250 m)

8.5 Simulation eines Receivers mit Modulverschaltung mit Modellvariante 2

In der zweiten Modellvariante können die einzelnen Rohre des Receivers wie in Abschnitt 7.2 beschrieben, als ihre projizierten Flächen dargestellt werden. Des Weiteren wird zwischen den einzelnen Rohren ein Zwischenraum berücksichtigt.

Es werden Untersuchungen für die feldoptimierte Gemasolar-Anlage durchgeführt. Im Vergleich zur Simulation mit der ersten Modellvariante wird in Modellvariante 2 nicht die gesamte Außenfläche des Receivers zur Übertragung der Nutzwärme verwendet, sondern nur die projizierten Flächen der einzelnen Rohre. Für die Abbildung des Receivers in Modellvariante 1 werden die einzelnen Rohre ohne Rohrabstand betrachtet. Aus der sich daraus ergebenden Rohranzahl und dem nach Gl. 5-9 berechneten Abstand zwischen den Rohren, kann nun ein Außendurchmesser des Receivers für die Eingabe in Modellvariante 2 berechnet werden. Dieser Durchmesser beträgt 8,89 m.

In der Modellabbildung kann die Verschaltung der einzelnen Module nicht berücksichtigt werden. Daher erfolgt die Untersuchung modulweise. Das bedeutet, dass nur jeweils ein Modul (bestehend aus 64 Rohren) zur Untersuchung herangezogen wird.

Die Strahlungsflussdichte-Verteilung entspricht der aus HFLCAL ausgelesenen Verteilung auf das jeweilige Modul. Jedem Modul wird eine Fluideintrittstemperatur vorgegeben. Diese wird so angepasst, dass sie der Ausgangstemperatur des vorherigen Moduls entspricht. Beim ersten Modul der beiden Stränge entspricht die Eintrittstemperatur 290 °C. Die Module werden gemäß ihrer Verschaltung (vgl. Abschnitt 5.1.4) abwechselnd von unten und oben durchströmt.

Neben der Eingangstemperatur werden dem Strömungsfaden jedes Moduls noch ein Massenstrom und ein Wärmeübergangskoeffizienten des Fluids für das jeweilige Modul zugewiesen. Der Massenstrom wird als gesamter Massenstrom durch den Receiver angegeben. Er beträgt für die verwendete Modulverschaltung 2301,92 kg/s. Als Wärmeübergangskoeffizient für das Flüssigsalz wird für das jeweilige Modul der mittlere Wert, der zuvor, wie in Abschnitt 5.1.5.2 beschrieben, berechneten Wärmeübergangskoeffizienten angegeben.

Für den Receiver der feldoptimierten Gemasolar-Anlage mit der zweiten Modellvariante konnten die in Tabelle 21 aufgezeigten Ergebnisse gewonnen werden. Die Werte werden entsprechend aufsummiert oder gemittelt, bzw. der minimale oder maximale auftretende Wert aus den Simulationen der einzelnen Module verwendet.

Tabelle 21: Ergebnisse der Receiver-Simulation der feldoptimierten Gemasolar-Anlage mit Modellvariante 2

Ausgabewert	Wert	Einheit
Übertagene Wärmeleistung	122,38	MW
auftreffende Wärmeleistung	131,31	MW
Receiverwirkungsgrad	0,9329	-
Max. Receivertemp. (außen)	706,31	°C
Min. Receivertemp. (außen)	304,28	°C
Max. Receivertemp. (innen)	630,79	°C
Min. Receivertemp. (innen)	298,5	°C
Max. Fluidtemperatur	571,17	°C
Min. Fluidtemperatur	290	°C
Strahlungsverluste	5,99	MW
Konvektionsverluste	2,83	MW

Die auf den Receiver auftreffende Wärmeleistung beträgt 131,31 MW, wovon 122,38 MW an das Fluid übertragen werden. Daraus ergibt sich ein Receiverwirkungsgrad von 93,29 %. Auf der Außenseite des Receivers ergeben sich maximale, bzw. minimale Temperaturen von 706,31 bzw. 304,28 °C. Die maximalen, bzw. minimalen Temperaturen auf der Innenseite des Receivers betragen 630,79 bzw.

298,5 °C. Durch die übertragene Wärmeleistung kann das Flüssigsalz von seiner Starttemperatur von 290 °C bis auf eine maximale Austrittstemperatur von 571,17°C erhitzt werden. Die gesamten Verluste des Receivers liegen bei 8,82 MW. Die thermischen Abstrahlungsverluste des Receivers betragen 5,99 MW, die Konvektionsverluste 2,83 MW.

In Abbildung 27 ist exemplarisch der Temperaturverlauf der Strömungsfäden für das 8. Modul des 2. Stranges der Receiversimulation der feldoptimierten Gemasolaranlage abgebildet. Das Flüssigsalz tritt mit einer Temperatur von etwa 537 °C in das Modul ein. Es ist eine mit dem Verlauf durch das Modul ansteigende Temperatur des Flüssigsalzes erkennbar. Dabei fällt auf, dass der Temperaturanstieg am Einlass und am Auslass des Moduls geringer ausfällt als in der Modulmitte. Dies hängt mit der Verteilung der Strahlungsflussdichte zusammen, die in der Mitte des Modules am höchsten ist und nach außen hin abnimmt.

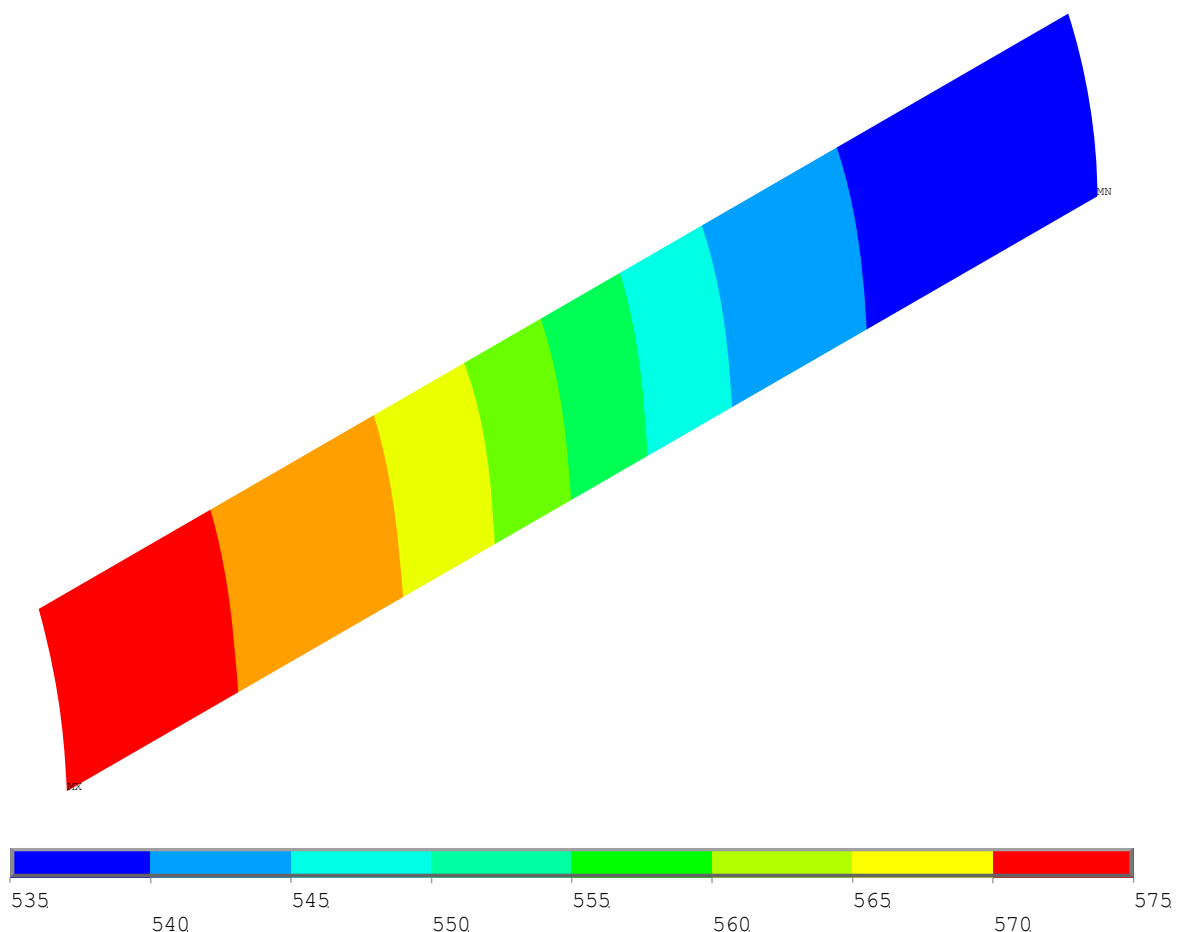


Abbildung 27: Temperaturverlauf der Strömungsfäden für das 8. Modul des 2. Stranges für die Simulation des Receivers der feldoptimierten Gemasolar-Anlage mit Modellvariante 2

8.6 Vergleich und Bewertung der Modellvarianten

Der Vergleich der beiden Modellvarianten für die Simulation eines Receivers ohne Modulverschaltung hat gezeigt, dass die Simulationsergebnisse für einen Großteil der Receiverkennwerte nahezu identisch sind. Lediglich für die minimalen und maximalen Temperaturen auf der Receiveraußenwand stellen sich für Modellvariante 1 höhere Ergebnisse heraus. Die maximale Receiveraußenwandtemperatur liegt etwa 12 °C, die minimale Receiveraußenwandtemperatur etwa 20 °C über den Werten der Modellvariante 2. Daher ergeben sich etwas höhere Werte für die Abstrahlungs- und Konvektionsverluste für die erste Modellvariante. Dabei fällt die Abweichung der Abstrahlungsverluste höher aus als die der Konvektionsverluste.

Die Untersuchungen mit einem Dach auf dem Receiver für Turmhöhen zwischen 140 und 250 m haben ergeben, dass der Einfluss des Daches auf den Receiverwirkungsgrad mit steigender Turmhöhe zunimmt. Das liegt daran, dass sich der Anstellwinkel des Daches mit steigender Turmhöhe verringert. Das Dach ist somit bei einem vorgegebenen Dachdurchmesser von 18 m höher. Der Einfluss des Daches ist sehr gering. Es konnten für die untersuchten Turmhöhen im Vergleich zur Simulation ohne Receiverdach lediglich prozentuale Wirkungsgradsteigerungen zwischen 0,2 und 0,29 % erzielt werden.

Werden die Ergebnisse der Modellvarianten 1 und 2 für die Simulation eines Receivers mit Modulverschaltung verglichen, so stellen sich nachfolgende Erkenntnisse ein. Die Werte für die auftreffende und die übertragende Wärmeleistung sowie des Receiverwirkungsgrades sind nahezu identisch. Für die Extremwerte der Receivertemperaturen ist für beide Modellvarianten ebenfalls nur eine geringe Abweichung voneinander erkennbar (zw. 0,6 und 8 °C). Die Ergebnisse der Abstrahlungs- und Konvektionsverluste liegen für Modellvariante 1 geringfügig über den Werten für Modellvariante 2.

8.7 Vergleich der Modellvarianten 1 und 2 für Extremwerte verschiedener Parameter

Es wird untersucht, ob die erste und zweite Modellvariante nicht nur für den gewählten Receiver unter Standard-Randbedingungen, sondern auch für Extremwerte verschiedener Parameter ähnliche Ergebnisse liefern. Dazu werden die Receiverfläche, die Umgebungstemperatur, der Wärmeübergangskoeffizient der konvektiven Verluste sowie der Absorptions- und Emissionskoeffizienten des Receivermaterials und des Zwischenraums variiert.

Da in Modellvariante 2 keine Modulverschaltung des Receivers abgebildet werden kann, wird die Darstellung so gewählt, als ob die Daten des Austrittsmoduls eines Stranges (letztes Modul mit höchster Fluidtemperatur und Strahlungsflusssdichte) über den gesamten Receiverumfang wirken. Es werden die Randbedingungen

(Fluidstarttemperatur, Wärmeübergangskoeffizient, Strahlungsflussdichte) des Austrittsmodul des 1. Stranges verwendet. Als Strahlungsflussdichte wird die zuvor aus HFLCAL gewonnene Verteilung verwendet. Als Wärmeübergangskoeffizient wird der berechnete Mittelwert für das Modul verwendet (vgl. Abschnitt 5.1.5.2). Die Wärmeübergangskoeffizientenverteilung für Modellvariante 1 entspricht ebenfalls der nach Abschnitt 5.1.5.2 berechneten Verteilung.

Für jede durchgeführte Untersuchung wird zunächst die zweite Modellvariante simuliert. Mit der sich ergebenden Fluidaustrittstemperatur und der vorgegebenen Eintrittstemperatur kann ein linearer Temperaturverlauf des Fluids für die Eingabedatei in Modellvariante 1 berechnet werden.

Die Randbedingungen der Simulationen entsprechen, falls nicht anders erwähnt, den in Abschnitt 7, Seite 56, angegebenen Werten. Für Modellvariante 2 beträgt die Fluideintrittstemperatur 530 °C, der mittlere Wärmeübergangskoeffizient 10135,2 W/(m² K) und der Receivermassenstrom 2301,92 kg/s.

8.7.1 Variation der Receiverfläche

Neben der ursprünglichen Receiverfläche (335,15 m²) werden Simulationen mit Receiverflächen von 100, 200 und 500 m² durchgeführt. Die Simulationen werden ausschließlich mit Modellvariante 1 durchgeführt.

Über die Formel zur Berechnung der Receiveraußenfläche (Gl. 8-5) kann ein Multiplikationsfaktor (f) für den Durchmesser und die Höhe bestimmt werden (Gl. 8-6). Durch Multiplikation des errechneten Faktors mit den ursprünglichen Werten für die Höhe (12 m) und den Durchmesser (8,89 m) können nun die Abmessungen für den Receiver mit der aktuell untersuchten Receiverfläche bestimmt werden.

$$A_{\text{Rec}} = \pi * D * H \quad (\text{Gl. 8-5})$$

$$f = \sqrt{\frac{A_{\text{Rec}}}{A_{\text{Rec,urspr}}}} \quad (\text{Gl. 8-6})$$

Die exakten Ergebnisse der Simulationen für die verschiedenen Receiverflächen sind in Anhang B in Tabelle 23 aufgezeigt.

Es zeigt sich, dass die maximalen und minimalen Temperaturen an der Receiveraußen- und innenwand für jede untersuchte Receiverfläche identisch sind. Unterschiede sind in der übertragenen und auftreffenden Wärmeleistung, sowie den Abstrahlungs- und Konvektionsverlusten zu erkennen. Die Verhältnisse dieser jeweiligen Werte, bezogen auf die Werte der ursprünglichen Receiverfläche (335,15 m²), entsprechen einem Skalierungsfaktor. Dieser Faktor gleicht dem Verhältnis der simulier-

ten Receiverfläche zur ursprünglichen Receiverfläche. Der Skalierungsfaktor entspricht für eine Receiverfläche von 100 m² 0,3, für 200 m² 0,6 und für 500 m² 1,49.

8.7.2 Variation der Umgebungstemperatur

Für die Untersuchung der Extremfälle der Umgebungstemperatur werden Simulationen mit einer Umgebungstemperatur von 0 °C und 50 °C durchgeführt. Es werden die Ergebnisse der Simulationen mit Modellvariante 2 und Modellvariante 1 verglichen und deren Abweichungen sowie die jeweiligen prozentualen Abweichungen aufgezeigt.

Die Ergebnisse der Simulationen mit einer Umgebungstemperatur von 0 °C sind in Tabelle 24 in Anhang B dargestellt.

Der Großteil der Ausgabewerte weicht nur geringfügig voneinander ab. Lediglich die maximale Receiveraußenwandtemperatur liegt in der Simulation mit der ersten Modellvariante mit 729 °C etwa 40 °C (5,7 %) über dem Wert der Simulation mit der zweiten Modellvariante. Dadurch ergeben sich auch höhere Werte für die Strahlungsverluste und die Konvektionsverluste. Die Simulation mit Modellvariante 1 ergibt rund 0,1 MW (2,1 %) höhere Konvektionsverluste. Die Strahlungsverluste liegen mit 11,7 MW rund 0,9 MW (8 %) über dem Wert aus der Simulation mit Modellvariante 2.

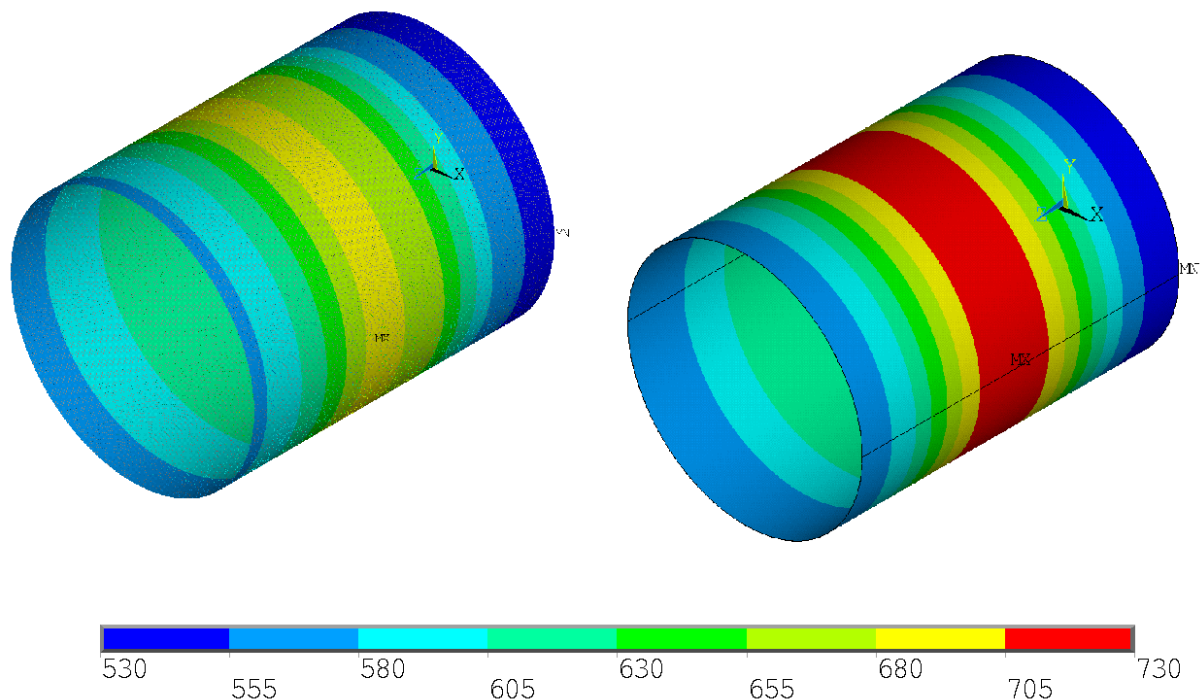


Abbildung 28: Temperaturverteilung am Receiver für eine Umgebungstemperatur von 0 °C für Modellvariante 2 (links) und Modellvariante 1 (rechts)

In Abbildung 28 ist der Temperaturverlauf auf der Receiveroberfläche der Modellvarianten 1 (rechts) und 2(links) für die Simulationen mit einer Umgebungstemperatur

von 0 °C abgebildet. Beide Modellvarianten zeigen einen ähnlichen Temperaturverlauf. Allerdings liegen die Receivertemperaturen bei der Simulation mit Modellvariante 1 höher als bei der Simulation mit Modellvariante 2. Das zeichnet sich insbesondere in der Mitte des Receivers ab.

Bei einer Umgebungstemperatur von 50 °C zeigt sich ein ähnliches Verhalten. Es ergeben sich geringere Abstrahlungs- und Konvektionsverluste und eine höhere an das Fluid übertragene Wärmeleistung. Die Abweichungen der Ergebnisse der beiden Modellvarianten liegen in etwa im selben Bereich wie bei den Untersuchungen mit einer Umgebungstemperatur von 0 °C. In Tabelle 25 in Anhang B sind die Ergebnisse für den Fall einer Umgebungstemperatur von 50 °C aufgezeigt.

8.7.3 Variation des Wärmeübergangskoeffizienten der konvektiven Verluste

Für die Extremwerte des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten wird über die gesamte Außenfläche des Receivers ein Wert von 0 W/(m² K) angenommen. Der obere Wert wird zu 100 W/(m² K) gewählt. Es erfolgt ein Vergleich der Simulationen von Modellvariante 2 und Modellvariante 1 wie in Abschnitt 8.7.2 beschrieben.

Die Ergebnisse der Simulationen mit einem Wärmeübergangskoeffizienten von 0 W/(m² K) für die konvektiven Verluste ist Tabelle 26 in Anhang B zu entnehmen.

Aufgrund der Einstellung, dass $\alpha_{\text{konv}} = 0 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, ergeben sich für beide Simulationsmodelle Konvektionsverluste von 0 MW. Die Abweichungen zwischen den Simulationsergebnissen beider Modellvarianten fallen gering aus. Die höchste Abweichung zwischen den Ergebnissen ergibt sich bei der maximalen Receiveraußenwandtemperatur und den damit verbundenen thermischen Abstrahlungsverluste. Die Werte dafür liegen für Modellvariante 1 5,8 % bzw. 8,2 % über den jeweiligen Werten der Simulation mit Modellvariante 2.

Tabelle 27 in Anhang B zeigt die Ergebnisse der Simulationen für $\alpha_{\text{konv}} = 100 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Aufgrund der im Vergleich zur vorherigen Untersuchung höheren Konvektionsverluste nehmen die Werte für den Receiverwirkungsgrad und die Receivertemperaturen ab. Es zeigt sich, dass die beiden Simulationen für die meisten Ausgabewerte sehr ähnliche Ergebnisse liefern. Einzig die Ergebnisse für die maximale Receiveraußenwandtemperatur und die damit verbunden Abstrahlungs- und Konvektionsverluste liegen für die Simulation mit Modellvariante 1 höher als für die Simulation mit Modellvariante 2. Die Abweichungen hierfür befinden sich im Bereich zwischen 2 und 7,1 %.

8.7.4 Variation des Absorptions- und Emissionskoeffizienten des Receivers

Für die Variation des Absorptionskoeffizienten des Absorbers werden Simulation mit einem Absorptionskoeffizienten von 0,5 bzw. 1 durchgeführt. Die Emissionskoeffizienten des Receivers werden von 0,1 bzw. 1 variiert.

Die Simulationen für $\alpha_{\text{Rec}} = 0,5$ ergeben die in Tabelle 28 in Anhang B aufgeführten Ergebnisse.

Aufgrund des geringeren Absorptionskoeffizienten des Receivermaterials ist die absorbierte, sowie die an das Fluid übertragene Wärmeleistung deutlich geringer als in vorherigen Untersuchungen. Abgesehen von der maximalen Receiveraußenwandtemperatur und den damit zusammenhängenden thermischen Abstrahlungs- und Konvektionsverlusten sind die Unterschiede zwischen den Ergebnissen der beiden Simulationsmodelle gering (zw. -0,4 und 0,04 %). Die Abweichungen der drei Absolutwerte liegen aber, aufgrund der geringeren absorbierten Strahlungsleistung, in einem niedrigeren Bereich als bei vorher untersuchten Simulationen.

In Tabelle 29 in Anhang B sind die Simulationsergebnisse für $\alpha_{\text{Rec}} = 1$ dargestellt.

Die auf die Rohre auftreffende, sowie die an das Fluid übertragene Wärmeleistung sind aufgrund des höheren Absorptionskoeffizienten des Receivers höher als in vorherigen Untersuchungen. Die maximale Receiver-Außenwandtemperatur liegt für die Simulation mit Modellvariante 1 41 °C (5,9 %) höher als in der Simulation mit Modellvariante 2. Die Werte für die thermischen Abstrahlungs- und die Konvektionsverluste aus Modellvariante 1 liegen mit 8,5 % bzw. 2,4 % ebenfalls über den Werten aus Modellvariante 2.

Für einen Emissionskoeffizienten des Receivers von 0,1 ergeben sich die in Tabelle 30 in Anhang B dargestellten Ergebnisse.

Im Vergleich zu vorherigen Untersuchungen stellen sich aufgrund des geringen Emissionskoeffizienten des Receivers deutlich geringe thermische Abstrahlungsverluste ein. Diese befinden sich im Bereich von 1,3 bzw. 1,4 MW. Der Vergleich der beiden Modellvarianten ergibt, dass die Ergebnisse für alle Parameter außer der maximalen Receiver-Außentemperatur und der Strahlungs- und Konvektionsverluste nahezu identisch sind.

Die Simulationsergebnisse für $\varepsilon_{\text{Rec}} = 1$ sind in Tabelle 31 in Anhang B gezeigt.

Aufgrund des hohen Emissionskoeffizienten des Receivers ergeben sich höhere thermische Abstrahlungsverluste des Receivers als in vorherigen Untersuchungen. Die Werte der einzelnen Parameter weichen für die Simulationen mit Modellvariante 1 und 2 nur geringfügig voneinander ab. Lediglich die Werte für die maximale Receiver-Außentemperatur, sowie die thermischen Abstrahlungs- und die Konvektions-

verluste sind für die Berechnung mit Modellvariante 1 höher als mit Modellvariante 2. Die Abweichungen liegen im Bereich zwischen 2,2 und 7,9 %.

8.7.5 Variation des Absorptions- und Emissionskoeffizienten des Zwischenraums

Es werden Simulationen mit verschiedenen Absorptions- und Emissionskoeffizienten der des Zwischenraums durchgeführt. Dabei werden Absorptionskoeffizienten von 0,01 bzw. 1 und Emissionskoeffizienten für den Zwischenraum von 0,1 bzw. 1 betrachtet. Diese Simulationen werden nur für die zweite Modellvariante durchgeführt, da der Zwischenraum in der ersten Modellvariante nicht berücksichtigt werden kann. Für die Simulation mit einem Absorptionskoeffizienten des Zwischenraums von 0,01 wird ein Wärmeübergangskoeffizient für die konvektiven Verluste am Zwischenraum zu $20 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ angenommen. Bei der Simulation mit einem Absorptionskoeffizient des Zwischenraums gleich 1 wird der Wert zu $1\,000 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ angenommen, um die Wärme am Zwischenraum abzuführen.

Die Ergebnisse der Simulationen sind in Tabelle 32 in Anhang B für beide Fälle mit Modellvariante 2 gegenübergestellt.

Es ergibt sich, dass mit einem höheren Absorptionskoeffizienten des Zwischenraums die gesamt absorbierte Wärmeleistung deutlich zunimmt. Dies hängt mit der deutlich höheren Wärmeleistung, die durch den Zwischenraum absorbiert wird zusammen. Der Receiverwirkungsgrad nimmt bei hohem Absorptionskoeffizienten für den Zwischenraum ab, da aus der höheren gesamt absorbierten Wärmeleistung die gleiche Wärmeleistung an das Fluid übertragen werden kann wie im Fall des geringen Absorptionskoeffizienten des Zwischenraums. Ebenso ist ein Anstieg der konvektiven Verluste des Gesamtsystems zu erkennen, die auf dem starken Anstieg der Konvektionsverluste des Zwischenraums zurückzuführen sind. Die an das Fluid übertragene Wärmeleistung, sowie die Receiver- und Fluidtemperaturen bleiben von der Änderung des Absorptionskoeffizienten des Zwischenraums unberührt. Dies bestätigt den nicht berücksichtigten Strahlungsaustausch zwischen dem Receiver und des Zwischenraums.

Die Ergebnisse der Simulationen mit einem Emissionskoeffizienten des Zwischenraums von 0,1 bzw. 1 mit Modellvariante 2 sind in Tabelle 33 in Anhang B gezeigt.

Es ergibt sich, dass die Ergebnisse der beiden Simulationen nahezu identisch sind. Durch den niedrigen Absorptionskoeffizient des Zwischenraums hat auch eine Variation des Emissionskoeffizienten des Zwischenraums nur einen sehr geringen Einfluss auf die Simulationsergebnisse. Es ist lediglich eine Änderung in den maximalen und minimalen Temperaturen des Zwischenraums und in den Abstrahlungsverlusten festzustellen. Die maximale Temperatur des Zwischenraums ist im Fall eines Emissionskoeffizienten des Zwischenraums von 1 um 126 °C geringer als für einen Emis-

onskoeffizienten von 0,1. Die gesamten thermischen Abstrahlungsverluste liegen für den höheren Emissionskoeffizienten bei 10,8 MW, also um 0,1 MW über denen mit dem geringen Wert des Emissionskoeffizienten.

8.7.6 Zusammenfassung/Fazit

Der Vergleich der Simulationsergebnisse von Modellvariante 1 und 2 mit Extremwerten verschiedener Parameter, haben folgendes ergeben. Für die Variation der Umgebungstemperatur, des Wärmeübergangskoeffizienten der konvektiven Verluste, sowie des Absorptions- und Emissionsgrad des Receivers stellen sich, für die maximale Receiveraußentemperatur und die damit verbundenen Abstrahlungs- und Konvektionsverluste für die erste Modellvariante höhere Werte ein, als für die zweite Modellvariante. Die Abweichungen liegen im Bereich zwischen 2,1 und 8,5 %. Die restlichen untersuchten Receiverkennwerte beider Simulationen weichen nur gering voneinander ab. Sollen also nur die absorbierte, bzw. die an das Fluid übertragene Wärmeleistung, der Receiverwirkungsgrad oder die minimalen oder maximalen Receiverinnenwandtemperaturen oder die minimale Receiveraußenwandtemperatur ausgewertet werden, so zeigen beide Modellvarianten keinen Unterschied.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde eine Auslegung und Optimierung eines Solarturmkraftwerkes mit Flüssigsalz als Wärmeträgermedium vorgenommen. Dazu wurden zunächst die Grundlagen solarthermischer Kraftwerke vorgestellt und auf bereits realisierte Solarturmkraftwerke mit Flüssigsalz als Wärmeträgermedium eingegangen. Anschließend wurde, ausgehend von einem bestehenden Solarturmkraftwerk, eine Feldauslegung- und optimierung mit dem Programm HFLCAL ausgearbeitet. Danach wurden zwei Receivermodellvarianten mit unterschiedlichen Detaillierungsgraden für die Simulation mit dem Programm ANSYS simuliert. Abschließend wurden die Ergebnisse der Simulationen für verschiedene Receiverkennwerte verglichen.

Die erste erstellte Modellvariante weist einen geringen Detaillierungsgrad auf. In dieser Modellvariante wird der gesamte Receiver als ein hohler Kreiszylinder dargestellt. Der Modellvariante werden die aus der Feldauslegung mit HFLCAL gewonnenen Strahlungsflussdichteverteilung über den Umfang des Receivers vorgegeben. Des Weiteren wird der Wärmeübergangskoeffizient für die konvektiven Verluste über dem Umfang verteilt angegeben, sowie die zuvor berechneten Fluidtemperaturen und Wärmeübergangskoeffizienten des Fluids eingelesen. Für diese Modellvariante wurde ein Optimierungsansatz mit einem, am Receiver angebrachtem Dach, bzw. Schirm, untersucht. Dabei wird ein Strahlungsaustausch zwischen dem Receiver und dem Dach bzw. Schirm berücksichtigt.

Eine detailliertere Darstellungsmöglichkeit des Receivers und der Receiverrohre bietet Modellvariante 2. Hier werden die Receiverrohre als ihre projizierten Flächen dargestellt. Darüber hinaus kann ein Zwischenraum zwischen den Rohren berücksichtigt werden. Den projizierten Flächen ist jeweils ein Strömungsfaden angeheftet, dem eine Starttemperatur, ein Massenstrom und ein Wärmeübergangskoeffizient zugewiesen wird. Die sich an verschiedenen Stellen des Receivers ergebende Fluidtemperatur wird durch die Simulation berechnet. Soll eine Modulverschaltung des Receivers berücksichtigt werden, so muss die Simulation modulweise durchgeführt werden. Bei dieser Modellvariante kann ebenfalls ein Dach auf dem Receiver berücksichtigt werden.

Es wurde ein Vergleich der beiden Modellvarianten für die Simulation eines Receivers ohne Modulverschaltung durchgeführt. Dieser hat gezeigt, dass die Simulationsergebnisse für einen Großteil der Receiverkennwerte nahezu identisch sind. Lediglich für die minimalen und maximalen Temperaturen auf der Receiveraußenwand stellen sich für Modellvariante 1 höhere Werte heraus. Die maximale Receiveraußenwandtemperatur liegt etwa 10 °C, die minimale Receiveraußenwandtemperatur etwa 20 °C über den Werten der Modellvariante 2. Daher ergeben sich etwas höhere

Werte für die Abstrahlungs- und Konvektionsverluste für die erste Modellvariante. Dabei fällt die Abweichung der Abstrahlungsverluste höher aus als die der Konvektionsverluste.

Für Modellvariante 1 wurde der Einfluss eines Daches auf dem Receiver untersucht. Da Voruntersuchungen gezeigt haben, dass ein, am unteren Ende des Receivers angebrachter Schirm keinen Einfluss auf die Simulationsergebnisse hat, wurde lediglich der Einfluss eines Daches auf dem Receiver untersucht. Dazu wurden zunächst für Turmhöhen zwischen 140 und 250 m Feldauslegungen mit HFLCAL durchgeführt. Aus dem sich ergebenden Feld konnte der Anstellwinkel des Schirms für die entsprechende Turmhöhe berechnet werden. Für alle Untersuchungen wurde von demselben Receiveraufbau und einem Schirmdurchmesser von 18 m ausgegangen. Die Simulationen wurden bezüglich der prozentualen Steigerungen des Receiverwirkungsgrades im Vergleich zur Simulation ohne Schirm miteinander verglichen. Die erreichbaren prozentualen Wirkungsgradsteigerungen liegen für die untersuchten Turmhöhen zwischen 0,2 und 0,29 %. Die Wirkungsgradsteigerung nimmt mit zunehmender Turmhöhe zu. Es ist ein nahezu linearer Anstieg zu erkennen. Die höheren Steigerungspotenziale für höhere Solartürme hängen mit der steigenden Dachhöhe zusammen. Da das Dach weiter in die Receivermitte hineinragt kann mehr reflektierte Wärmestrahlung des Receivers vom Dach aufgenommen und an den Receiver zurückgestrahlt werden. Die Abstrahlungsverluste sinken und der Receiverwirkungsgrad nimmt zu. Da die Steigerungen aber im Bereich der numerischen Ungenauigkeit des Simulationsprogramms liegen, kann der Einfluss eines Daches auf dem Receiver vernachlässigt werden.

Der Vergleich der Modellvarianten 1 und 2 für einen Receiver mit Modulverschaltung zeigt, dass die Abweichung der Simulationsergebnisse für die untersuchten Receiverkennwerte gering ist. Die Werte für die auftreffende und die übertragende Wärmeleistung sowie des Receiverwirkungsgrades sind nahezu identisch. Für die Extremwerte der Receivertemperaturen ist für beide Modellvarianten ebenfalls nur eine geringe Abweichung voneinander erkennbar (zw. 0,6 und 8 °C). Die Ergebnisse der Abstrahlungs- und Konvektionsverluste liegen für Modellvariante 1 geringfügig über den Werten für Modellvariante 2.

Der Vergleich der beiden Modellvariationen für einen Receiver mit Modulverschaltung für Extremwerte verschiedener Parameter hat folgendes ergeben. Für die Variation der Umgebungstemperatur, des Wärmeübergangskoeffizienten der konvektiven Verluste, sowie des Absorptions- und Emissionsgrad des Receivers stellen sich, für die maximale Receiveraußentemperatur und die damit verbundenen Abstrahlungs- und Konvektionsverluste für die erste Modellvariante höhere Werte ein, als für die zweite Modellvariante. Die Abweichungen liegen im Bereich zwischen 2,1 und 8,5 %. Die restlichen untersuchten Receiverkennwerte beider Simulationen weichen nur gering voneinander ab.

Für die untersuchten thermischen Receiverkennwerte ergibt sich, dass für die betrachteten Modellvarianten eine Receiversimulation mit einem geringen Detaillierungsgrad bereits ausreichend ist, um eine Aussage über den Receiver treffen zu können.

Zur Verifizierung der beiden Modellvarianten und zur Bestimmung des exakten Temperaturverlaufs des Fluides und des Receivers, ist eine detaillierte Darstellung des Receivers und eine exaktere Berechnung der Fluideigenschaften notwendig. Dies kann durch ein Modell erreicht werden, dass die Rohrstruktur des Receivers exakt abbildet und die Fluideigenschaften für mehrere Diskretisierungspunkte über der Receiverhöhe berechnet. In diesem Modell sollte ein Strahlungsverfolgungsprogramm integriert werden, dass aufgrund des verwendeten Heliostatenfeldes zu verschiedenen Zeitpunkten die exakte Strahlungsflussdichte auf der Receiveroberfläche errechnet.

Anschließend an die Verifizierung der Modelle kann eine Systemsimulation des gesamten Kraftwerks durchgeführt werden. Hierzu gehören, neben dem Heliostatenfeld, dem Receiver und dem Solarturm, der nachgeführte Wärme-Kraft-Prozess zur Stromerzeugung, sowie ein thermischer Energiespeicher und/oder eine fossile Zusatzfeuerung. Durch die Optimierung dieses Gesamtsystems können die Stromgestehungskosten durch Solarturmkraftwerke mit Flüssigsalz als Wärmeträgermedium gesenkt werden.

10 Literaturverzeichnis

- [1] G. Reich und M. Reppich, Regenerative Energietechnik, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [2] Paradigma Deutschland GmbH, „Paradigma Deutschland GmbH,“ [Online]. Available: <http://www.paradigma.de/lexikon/parabolrinnenkraftwerk/>. [Zugriff am 01 07 2014].
- [3] Bine Informationsdienst, „Bine Informationsdienst,“ 07 2008. [Online]. Available: <http://www.bine.info/themen/publikation/solarthermische-kraftwerke-werden-praxis/solarthermische-kraftwerke-1/>. [Zugriff am 01 07 2014].
- [4] Industrial Solar, „Industrial Solar,“ [Online]. Available: <http://www.industrial-solar.de/CMS/angebot/fresnel-kollektor/>. [Zugriff am 01 07 2014].
- [5] DLR, „DLR,“ [Online]. Available: <http://www.dlr.de/media/Portaldata/58/Resources/bilder/energie/dish-sterling.jpg>. [Zugriff am 01 07 2014].
- [6] G. Weinrebe, *Technische, ökologische und ökonomische Analyse von solarthermischen Turmkraftwerken*, Stuttgart: Institut für Energiewirtschaft und rationelle Energieanwendung, 2000.
- [7] T. Ott und F. Konietzko, „Solar Seminar - Solare Kraftwerke und Solarzellenkosten,“ 11 Juni 2004. [Online]. Available: <http://rze-falbala.rz.e-technik.fh-kiel.de/~waller/ftp/solarseminar/ss04/Vortrag11.pdf>. [Zugriff am 17 08 2014].
- [8] C. Singer, Solarturmreceiver für überkritische Dampfprozesse und ihre technische und ökonomische Bewertung, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [9] M. Kaltschmitt, W. Streicher und A. Wiese, Erneuerbare Energien, Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, 2013.
- [10] J. Böttcher, Solarvorhaben - Wirtschaftliche, technische und rechtliche Aspekte, München: Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH, 2012.
- [11] DLR, „www.dlr.de,“ [Online]. Available: http://www.dlr.de/sf/desktopdefault.aspx/tabid-7089/11906_read-28109/. [Zugriff am 25 09 2014].
- [12] R. Stieglitz und V. Heinzl, Thermische Solarenergie: Grundlagen, Technologie, Anwendungen, Berlin: Springer Vieweg, 2012.
- [13] H. Reilly und G. Kolb, „An evaluation of Molten-Salt Power Towers Including Results of the Solar Two Project,“ Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico, 2001.

- [14] P. K. Falcone, „A Handbook for solar central receiver design,“ 1986. [Online]. Available: <http://prod.sandia.gov/techlib/access-control.cgi/1986/868009.pdf>. [Zugriff am 17 08 2014].
- [15] Torresol Energy, „Sener,“ [Online]. Available: http://www.sener.es/EPORTAL_DOCS/GENERAL/SENERV2/DOC-cw499d865c0bcaf/INFOTORRESOLespanol.pdf. [Zugriff am 15 09 2014].
- [16] J. I. Burgaleta, S. Arias und D. Ramirez, „OPERATIVE ADVANTAGES OF A CENTRAL TOWER SOLAR PLANT WITH THERMAL STORAGE SYSTEM,“ in *SolarPACES 2009*, Berlin, Deutschland, 2009.
- [17] F. M. Téllez, „sollab,“ [Online]. Available: http://sfera.sollab.eu/downloads/Schools/Felix_Tellez_Presentation.pdf. [Zugriff am 27 06 2014].
- [18] BEROA, „BEROA,“ 2009. [Online]. Available: <http://www.beroagulf.com/newsd.cfm?id=136>. [Zugriff am 27 06 2014].
- [19] Torresol Energy, „www.torresolenergy.com,“ 2014. [Online]. Available: http://www.torresolenergy.com/EPORTAL_DOCS/GENERAL/SENERV2/DOC-cw4ca5bf838ec2a/torresol-energy-press-dossier.pdf. [Zugriff am 15 09 2014].
- [20] J. I. Burgaleta, S. Arias und D. Ramirez, „Gemasolar, the first tower thermosolar commercial plant with molten salt storage,“ in *SolarPACES2011*, 2011.
- [21] SOLARRESERVE, „SOLARRESERVE,“ 2012. [Online]. Available: <http://www.solarreserve.com/what-we-do/csp-projects/crescent-dunes/>. [Zugriff am 03 07 2014].
- [22] SolarReserve, „Crescent Dunes Solar Energy Project Overview - September 2013,“ SolarReserve, 2013.
- [23] M. Mertins et al., „Horizontale Fresnel-Kollektoren für den Einsatz in Solarthermischen Kraftwerken,“ Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE, Freiburg, 2003.
- [24] J. E. Pacheco et al., „Results of Molten Salt Panel and Component Experiments for Solar Central Receivers: Cold Fill, Freeze/Thaw, Thermal Cycling an Shock, and Instrumentation Tests,“ National technical Information Service US Department of Commerce, Springfield, VA, 1995.
- [25] A. H. Slocum et al., „Concentrated solar power in demand,“ in *Solar Energy Vol. 85*, 2011, pp. 1519-1529.
- [26] T. Bauer et al., „Overview of molten salt storage systems and material development for solar thermal power plants,“ in *World Renewable Energy Forum 2012*, Denver, Colorado, US, 2012.

- [27] D. Kearney et al., „Overview on use of a Molten Salt HTF in a Trough Solar Field,“ in *NREL Parabolic Trough Thermal ENergy Storage Workshop*, Golden, Colorado, US, 2003.
- [28] NREL, „NREL,“ 15 1 2013. [Online]. Available: https://sam.nrel.gov/sites/sam.nrel.gov/files/content/case_studies/sam_case_cs_p_salt_tower_gemasolar_2013-1-15.pdf. [Zugriff am 27 06 2014].
- [29] power-technology.com, „Power-technology,“ 2014. [Online]. Available: <http://www.power-technology.com/features/featurewhen-the-lights-go-down-a-new-vision-for-solar/featurewhen-the-lights-go-down-a-new-vision-for-solar-2.html>. [Zugriff am 27 06 2014].
- [30] F. M. Téllez. [Online]. Available: http://sfera.sollab.eu/downloads/Schools/Felix_Tellez_Presentation.pdf. [Zugriff am 27 06 2014].
- [31] NREL, „System Advisor Model (Sam) Case Study: Gemasolar,“ NREL, 2013.
- [32] R. Pitz-Paal, N. Bayer Botero und A. Steinfeld, „Heliostat field layout optimization for high-temperature solar thermochemical processing,“ in *Solar Energy* 85, Elsevier Ltd., 2011, pp. 334-343.
- [33] MAPAWI, „MAPAWI,“ 2014. [Online]. Available: <http://postleitzahl.de.mapawi.com/spanien/11/andalucia/1/2/an/sevilla/41001/3490/>. [Zugriff am 19 08 2014].
- [34] „Wikitravel,“ 20 06 2014. [Online]. Available: <http://wikitravel.org/de/Sevilla>. [Zugriff am 19 08 2014].
- [35] SENER Confidential, „Case study: GEMASOLAR Central Tower Plant,“ in *CSP today*, San Francisco, 2010.
- [36] G. Weinrebe et al., „Towards holistic power tower system optimization,“ *Energy Procedia* 49, pp. 1573 - 1581, 2014.
- [37] G. J. Kolb et al., „Power Tower Technology Roadmap and Cost Reduction Plan,“ Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico, 2011.
- [38] C. S. Turchi und G. A. Heat, „Molten salt power tower cost model for the Sytem Advisor Model (SAM),“ NREL, Denver, 2013.
- [39] OANDA, „OANDA,“ 27 08 2014. [Online]. Available: <http://www.oanda.com/lang/de/>. [Zugriff am 27 08 2014].
- [40] J. M. Lata, M. Rodriguez und M. Álvarez de Lara, „High Flux Central Receivers of Molten Salts for the New Generation of Commercial Stand-Alone Solar Power Plants,“ *Journal of Solar Energy Engineering - ASME*, 2008.

- [41] finetubes, „finetubes,“ [Online]. Available:
<http://www.finetubes.de/fallbeispiele/solarkraftwerk-gemasolar/>. [Zugriff am 11
07 2014].
- [42] J. M. Christian und C. K. Ho, „CFD Simulation and Heat Loss Analysis of the
Solar Two Power Tower Receiver,“ Proceeding of the ASME 2012 6th
International Conference on Energy Sustainability, San Diego, CA, USA, 2012.
- [43] F. T. Ltd, „Fine Tubes,“ 2014. [Online]. Available:
<http://www.finetubes.de/produkte/groessen/>. [Zugriff am 20 08 2014].
- [44] V. Gnielinski, „Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im
Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung,“ in
Forschung im Ingenieurwesen 61, 1995, pp. 240-248.
- [45] D. L. Siebers und J. S. Kraabel, „Estimating convective energy losses from
solar center receiver,“ National Technical Information Service, Springfield,
1984.
- [46] „Schweizer-fn,“ [Online]. Available: [http://www.schweizer-
fn.de/stroemung/druckverlust/druckverlust.php#druckverlustrohr](http://www.schweizer-fn.de/stroemung/druckverlust/druckverlust.php#druckverlustrohr). [Zugriff am 16
07 2014].
- [47] finetubes, „finetubes,“ Juli 2012. [Online]. Available:
www.finetubes.de/uploads/attachments/g132_Legierung_625.pdf. [Zugriff am
28 08 2014].
- [48] G. P. Merker, Konvektive Wärmeübertragung, Berlin; Heidelberg; New York;
London; Paris; Tokyo: Springer, 1987.

Anhang A

Tabelle 22: Ergebnisse der Felddauslegung für verschiedene Turmhöhen

Turmhöhe [m]	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250
Wärmegestiegungskosten [€/MWh]	22,32	22,22	22,08	22,11	22,17	22,28	22,42	22,59	22,82	23,01	23,32	23,62
Anzahl Heliostate	2 215	2 180	2 146	2 109	2 077	2 062	2 047	2 039	2 030	2 016	2 011	2 009
AR [m]	16,882	15,481	16,412	16,176	15,609	17,546	17,863	19,008	19,392	17,802	17,569	18,261
BR [m]	0,00938	0,00876	0,00643	0,00864	0,00442	0,000683	0,00138	0,00068	0,000215	0,00132	0,000375	0,000143
USTART [m]	18,141	19,176	18,886	17,834	19,998	18,889	18,528	17,759	17,988	17,267	64,957	62,987

Anhang B

Tabelle 23: Ergebnisse der Simulation für verschiedene Receiverflächen mit Modellvariante 1

Receiverfläche [m²]	100	200	335,15	500
Übertragene Wärmeleistung [MW]	37,7	75,4	126,2	188,4
auftreffende Wärmeleistung [MW]	42,3	84,5	141,6	211,2
Receiverwirkungsgrad [-]	0,892	0,892	0,892	0,892
Max. Receivertemp. (außen) [°C]	729,2	729,2	729,2	729,2
Min. Receivertemp. (außen) [°C]	535,0	535,0	535,0	535,0
Max. Receivertemp. (innen) [°C]	625,1	625,1	625,1	625,1
Min. Receivertemp. (innen) [°C]	532,1	532,1	532,1	532,1
Strahlungsverluste [MW]	3,5	6,9	11,6	17,3
Konvektionsverluste [MW]	1,2	2,4	4,0	5,9

Tabelle 24: Ergebnisse der Simulationen mit einer Umgebungstemperatur von 0 °C

Ausgabewert	Modellvariante 2	Modellvariante 1	Differenz	Proz. Differenz [%]
Übertragene Wärmeleistung [MW]	126,9	126	-0,9	-0,7
Auf Rohre auftreffende Wärmeleistung [MW]	141,9	141,6	-0,4	-0,3
Receiverwirkungsgrad [-]	0,894	0,89	-0,4	-0,4
Max. Receivertemp. (außen) [°C]	689,7	729	39,3	5,7
Min. Receivertemp. (außen) [°C]	533,5	534,8	1,3	0,3
Max. Receivertemp. (innen) [°C]	623,3	625,1	1,8	0,3
Min. Receivertemp. (innen) [°C]	531,8	532	0,23	0,0
Strahlungsverluste [MW]	10,8	11,7	0,9	8
Konvektionsverluste an der Rohrfläche [MW]	4	4,1	0,1	2,1

Tabelle 25: Ergebnisse der Simulationen mit einer Umgebungstemperatur von 50 °C

Ausgabewert	Modellvariante 2	Modellvariante 1	Differenz	Proz. Diffe- renz
Übertragene Wärmeleistung [MW]	127,4	126,5	-0,9	-0,7
Auf Rohre auftreffende Wärmeleistung [MW]	141,9	141,6	-0,4	-0,3
Receiverwirkungsgrad [-]	0,897	0,893	-0,004	-0,4
Max. Receivertemp. (außen) [°C]	690	729,4	39,4	5,7
Min. Receivertemp. (außen) [°C]	533,8	535,1	1,3	0,3
Max. Receivertemp. (innen) [°C]	623,5	625,2	1,7	0,3
Min. Receivertemp. (innen) [°C]	531,9	532,1	0,2	0,0
Strahlungsverluste [MW]	10,7	11,6	0,9	8
Konvektionsverluste an der Rohrfläche [MW]	3,7	3,8	0,1	2,4

Tabelle 26: Ergebnisse der Simulation mit einem Wärmeübergangskoeffizient für die konvektiven Verluste von 0 W/(m² K)

Ausgabewert	Modellvariante 2	Modellvariante 1	Differenz	Proz. Diffe- renz
Übertragene Wärmeleistung [MW]	130,9	130,1	-0,8	-0,6
Auf Rohre auftreffende Wärmeleistung [MW]	141,9	141,6	-0,4	-0,3
Receiverwirkungsgrad [-]	0,921	0,919	-0,002	-0,3
Max. Receivertemp. (außen) [°C]	692,3	732,8	39,8	5,8
Min. Receivertemp. (außen) [°C]	535,4	537,2	1,8	0,3
Max. Receivertemp. (innen) [°C]	625,3	627	1,7	0,3
Min. Receivertemp. (innen) [°C]	532,8	533	0,2	0,0
Strahlungsverluste [MW]	10,9	11,8	0,9	8,2
Konvektionsverluste an der Rohrfläche [MW]	0	0	0	0

Tabelle 27: Ergebnisse der Simulation mit einem Wärmeübergangskoeffizient für die konvektiven Verluste von 0 W/(m² K)

Ausgabewert	Modellvariante 2	Modellvariante 1	Differenz	Proz. Differenz
Übertragene Wärmeleistung [MW]	111,9	110,8	-1,1	-1
Auf Rohre auftreffende Wärmeleistung [MW]	141,9	141,6	-0,4	-0,3
Receiverwirkungsgrad [-]	0,788	0,783	-0,005	-0,7
Max. Receivertemp. (außen) [°C]	677,5	714,6	37,1	5,5
Min. Receivertemp. (außen) [°C]	526	525,8	-0,2	-0,03
Max. Receivertemp. (innen) [°C]	615,8	617,7	1,9	0,3
Min. Receivertemp. (innen) [°C]	528	528,3	0,3	0,0
Strahlungsverluste [MW]	10,2	11	0,8	7,1
Konvektionsverluste an der Rohrfläche [MW]	19,7	20	0,3	2

Tabelle 28: Ergebnisse der Simulation mit einem Absorptionskoeffizienten des Receivers von 0,5

Ausgabewert	Modellvariante 2	Modellvariante 1	Differenz	Proz. Differenz
Übertragene Wärmeleistung [MW]	62,5	62,3	-0,3	-0,4
Auf Rohre auftreffende Wärmeleistung [MW]	74,7	74,5	-0,2	-0,2
Receiverwirkungsgrad [-]	0,835	0,836	0,001	0,1
Max. Receivertemp. (außen) [°C]	611	631,6	20,6	3,4
Min. Receivertemp. (außen) [°C]	529,2	524,5	0,3	0,04
Max. Receivertemp. (innen) [°C]	577,2	578,4	1,2	0,2
Min. Receivertemp. (innen) [°C]	529,6	529,8	0,2	0,03
Strahlungsverluste [MW]	8,6	8,9	0,3	3,6
Konvektionsverluste an der Rohrfläche [MW]	3,58	3,62	0,04	1,1

Tabelle 29: Ergebnisse der Simulation mit einem Absorptionskoeffizienten des Receivers von 1

Ausgabewert	Modellvariante 2	Modellvariante 1	Differenz	Proz. Diffe- renz
Übertragene Wärmeleistung [MW]	134,3	133,3	-1	-0,75
Auf Rohre auftreffende Wärmeleistung [MW]	149,4	149	-0,4	-0,2
Receiverwirkungsgrad [-]	0,898	0,895	-0,003	-0,4
Max. Receivertemp. (außen) [°C]	698,6	739,9	41,3	5,9
Min. Receivertemp. (außen) [°C]	534,1	535,6	1,5	0,3
Max. Receivertemp. (innen) [°C]	628,5	630,3	1,8	0,3
Min. Receivertemp. (innen) [°C]	532,1	532,3	0,2	0,05
Strahlungsverluste [MW]	11,0	11,9	0,9	8,5
Konvektionsverluste an der Rohrfläche [MW]	3,9	4	0,1	2,4

Tabelle 30: Ergebnisse der Simulation mit einem Emissionskoeffizienten des Receivers von 0,1

Ausgabewert	Modellvariante 2	Modellvariante 1	Differenz	Proz. Diffe- renz
Übertragene Wärmeleistung [MW]	136,5	136,2	-0,3	-0,2
Auf Rohre auftreffende Wärmeleistung [MW]	141,9	141,6	-0,4	-0,3
Receiverwirkungsgrad [-]	0,961	0,962	0,001	0,1
Max. Receivertemp. (außen) [°C]	698,1	740,6	42,5	6,1
Min. Receivertemp. (außen) [°C]	537,5	539,1	1,6	0,3
Max. Receivertemp. (innen) [°C]	628,4	630,8	2,4	0,4
Min. Receivertemp. (innen) [°C]	533,8	533,8	0	0
Strahlungsverluste [MW]	1,3	1,4	0,1	6,8
Konvektionsverluste an der Rohrfläche [MW]	3,9	4	0,1	2,5

Tabelle 31: Ergebnisse der Simulation mit einem Emissionskoeffizienten des Receivers von 1

Ausgabewert	Modellvariante 2	Modellvariante 1	Differenz	Proz. Diffe- renz
Übertragene Wärmeleistung [MW]	125,8	124,8	-1	-0,8
Auf Rohre auftreffende Wärmeleistung [MW]	141,9	141,6	-0,4	-0,2
Receiverwirkungsgrad [-]	0,885	0,881	-0,004	-0,4
Max. Receivertemp. (außen) [°C]	688,7	727,5	38,9	5,6
Min. Receivertemp. (außen) [°C]	533	534,3	1,3	0,2
Max. Receivertemp. (innen) [°C]	622,7	624,3	1,7	0,3
Min. Receivertemp. (innen) [°C]	531,5	531,8	0,3	0,1
Strahlungsverluste [MW]	12,2	13,1	1	7,9
Konvektionsverluste an der Rohrfläche [MW]	3,9	4	0,1	2,2

Tabelle 32: Ergebnisse der Simulationen für unterschiedliche Absorptionskoeffizienten des Zwischenraums mit Modellvariante 2

Parameter	$\alpha_{\text{cav}}=0,01$	$\alpha_{\text{cav}}=1$
Übertragene Wärmeleistung [MW]	127,2	127,1
Gesamt Absorbierte Wärmeleistung [MW]	142,1	155,5
Auf Rohre auftreffende Wärmeleistung [MW]	141,9	141,9
Von Zwischenraum absorbierte Wärmeleistung [MW]	0,14	13,53
Receiverwirkungsgrad [-]	0,895	0,818
Max. Receivertemp. (außen) [°C]	689,87	689,93
Min. Receivertemp. (außen) [°C]	533,61	533,54
Max. Receivertemp. (innen) [°C]	623,39	623,43
Min. Receivertemp. (innen) [°C]	531,84	531,81
Max Fluidtemp. [°C]	565,96	565,98
Min Fluidtemp. [°C]	530	530
Max. Temp. Zwischenraum [°C]	328,78	803,81
Min. Temp. Zwischenraum [°C]	54,55	78,17
Strahlungsverluste [MW]	10,8	11,0
Gesamte Konvektionsverluste [MW]	4,0	17,2
Konvektionsverluste an Receiverfläche [MW]	3,9	3,9
Konvektionsverluste am Zwischenraum [MW]	0,1	13,3

Tabelle 33: Ergebnisse der Simulationen für unterschiedliche Emissionskoeffizienten des Zwischenraums mit Modellvariante 2

Ausgabewert	$\varepsilon_{\text{cav}}=0,1$	$\varepsilon_{\text{cav}}=1$
Übertragene Wärmeleistung [MW]	127,2	127,2
Gesamt Absorbierte Wärmeleistung [MW]	142,1	142,1
Auf Rohre auftreffende Wärmeleistung [MW]	141,9	141,9
Von Zwischenraum absorbierte Wärmeleistung [MW]	0,14	0,14
Receiverwirkungsgrad [-]	0,895	0,895
Max. Receivertemp. (außen) [°C]	689,87	689,87
Min. Receivertemp. (außen) [°C]	533,1	533,61
Max. Receivertemp. (innen) [°C]	623,39	623,39
Min. Receivertemp. (innen) [°C]	531,84	531,84
Max Fluidtemp. [°C]	565,96	565,96
Min Fluidtemp. [°C]	530	530
Max. Temp. Zwischenraum [°C]	378,49	252,15
Min. Temp. Zwischenraum [°C]	52,65	60,32
Strahlungsverluste [MW]	10,7	10,8
Gesamte Konvektionsverluste [MW]	4,0	4,0
Konvektionsverluste an Receiverfläche [MW]	3,9	3,9
Konvektionsverluste am Zwischenraum [MW]	0,1	0,1